



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II

Dispensa N.5

Pompe di Calore e gruppi frigoriferi

Corso di Gestione delle Risorse Energetiche
A.A. 2012/2013

*D.E.TE.C - Dipartimento di Energetica, Termofluidodinamica applicata
e Condizionamenti ambientali*

Pompe di calore/gruppi frigoriferi: classificazione

✓ Gli impianti possono essere classificati in base a vari criteri:

- serbatoio freddo e caldo con cui la macchina interagisce termicamente;
- ciclo termodinamico;
- tipologia di energia primaria utilizzata;
- fluido termovettore impiegato;
- servizio impiantistico svolto:
 - solo riscaldamento;
 - solo produzione di acqua calda sanitaria;
 - riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria.

Pompe di calore/gruppi frigoriferi: classificazione

In base al ciclo termodinamico, e quindi al principio di funzionamento, si distinguono:

✓ **Macchine a compressione di vapore:**

- ad azionamento elettrico (EHP, ECH)
- con motore endotermico (GHP, GCH)

✓ **Macchine ad azionamento termico:**

- ad assorbimento (AHP, ACH)
- ad adsorbimento (poco diffuse; per brevità non saranno trattate, così come i sistemi per il Dessorbimento Evaporativo cooling, DEC)

In base alla sorgente esterna ed al fluido riscaldato/raffreddato, si possono avere i seguenti casi:

Sorgente esterna

ARIA /ACQUA/TERRENO

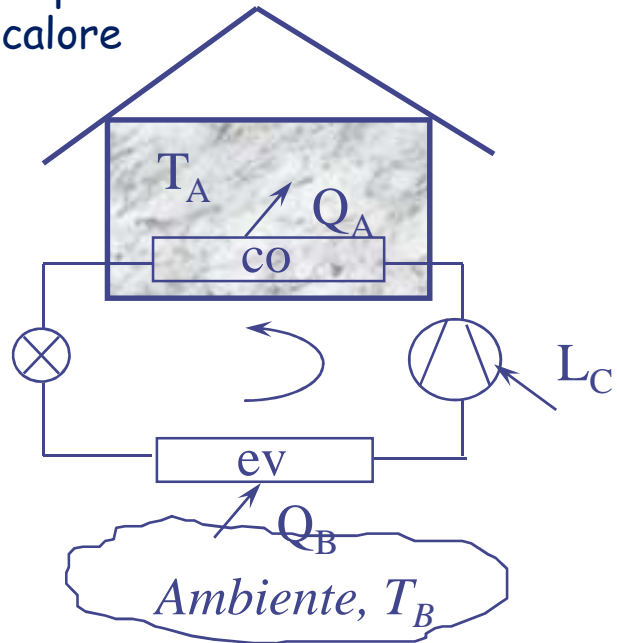
*Fluido termovettore
(riscaldato/raffreddato)*

ARIA/ACQUA

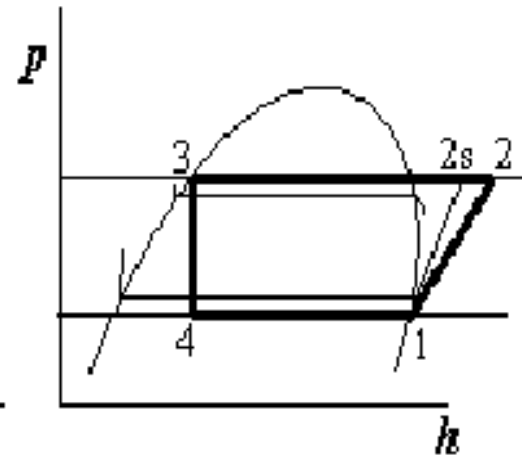
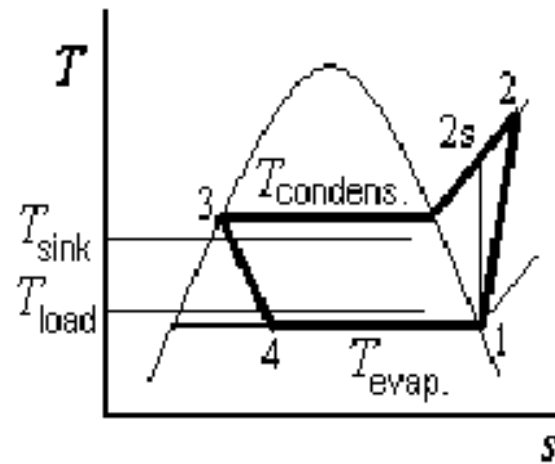
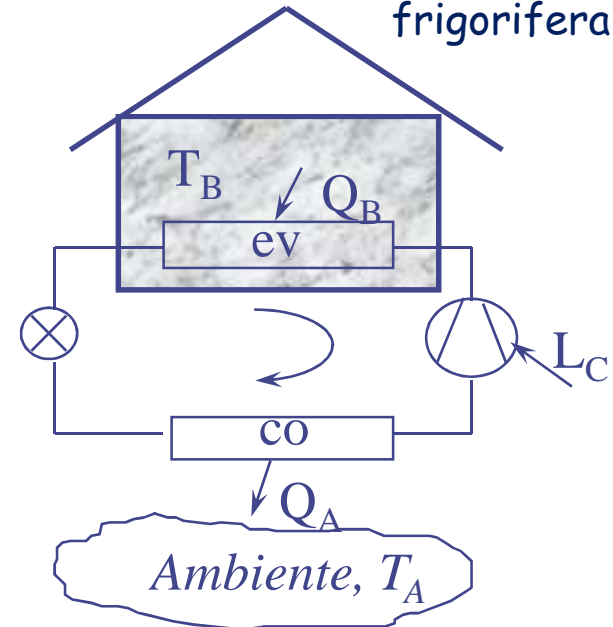
Pompe di calore e macchine frigorifere a compressione di vapore

Principio di funzionamento

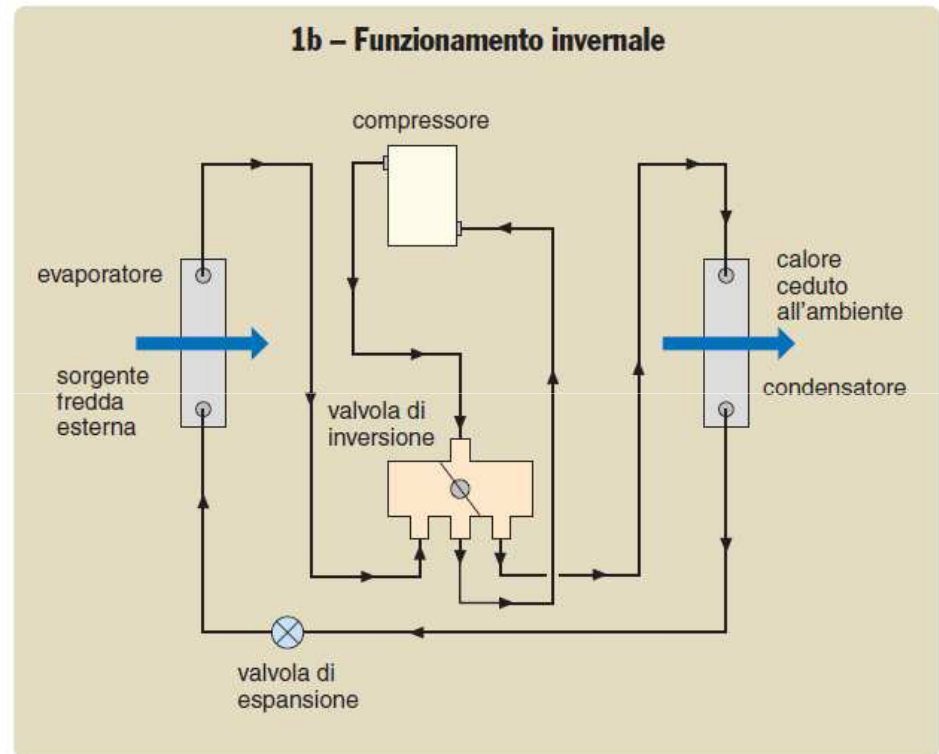
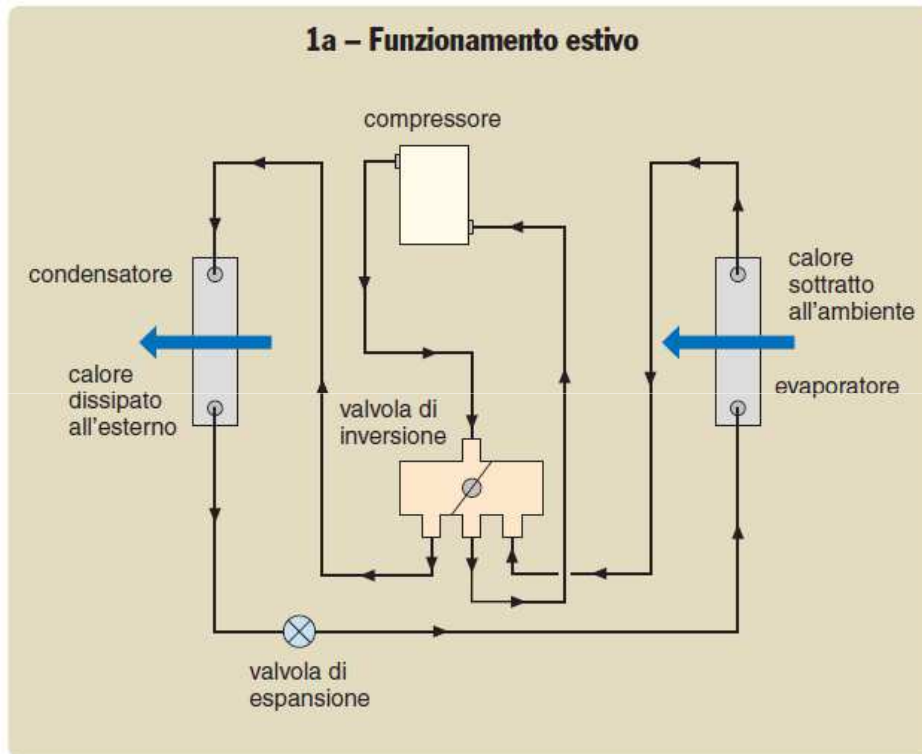
Pompa di calore



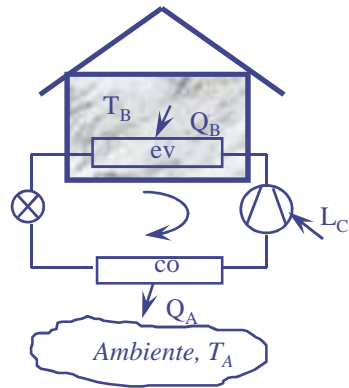
Macchina frigorifera



Pompe di calore/gruppi frigoriferi a compressione di vapore: l'inversione inverno/estate



Macchine frigorifere a compressione di vapore: prestazioni

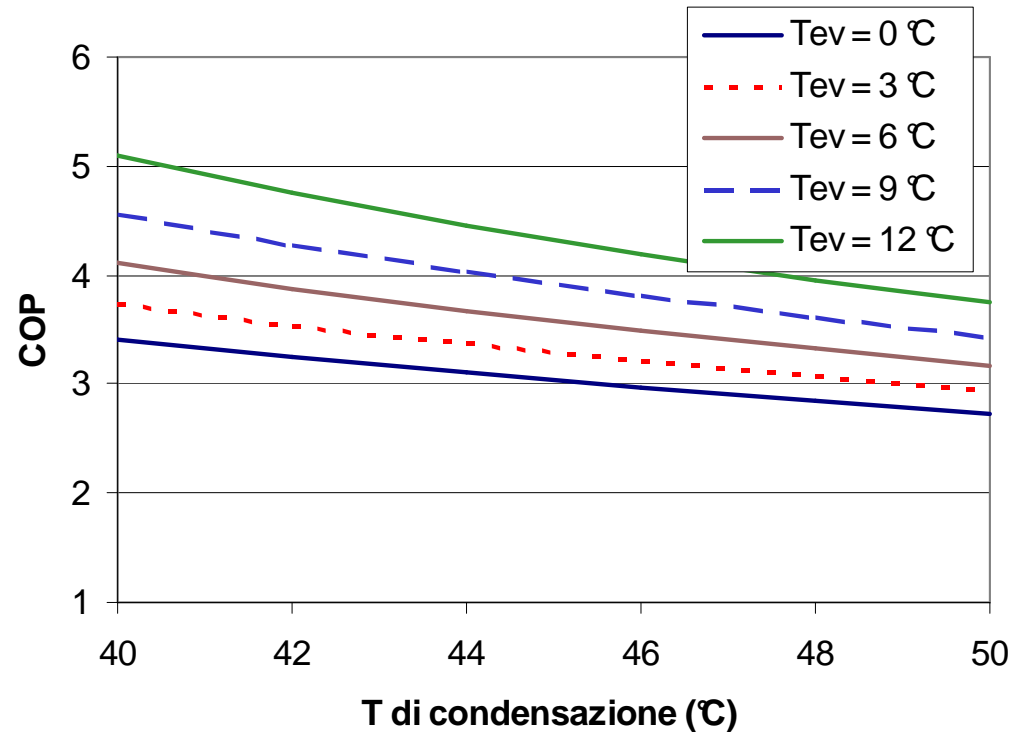


$$COP = Q_B / L$$

$$COP_{\max} = \frac{T_B}{T_A - T_B}$$

$$COP_{\text{endoreversibile}} = \frac{T'_B}{T'_A - T'_B}$$

$$COP_{\text{reale}} \approx 0,5 \times \frac{T_{EV}}{T_{CO} - T_{EV}}$$

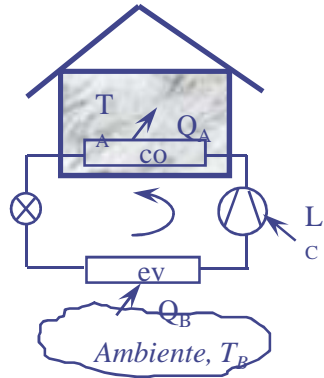


...nel caso delle macchine frigo, il COP è anche indicato come EER (Energy Efficiency Ratio)

dove:

- T' = temperatura media termodinamica del fluido di lavoro nell'interazione termica con il SET
- T_{CO} e T_{EV} = temperature di condensazione e di evaporazione, rispettivamente

Pompe di calore a compressione di vapore: prestazioni

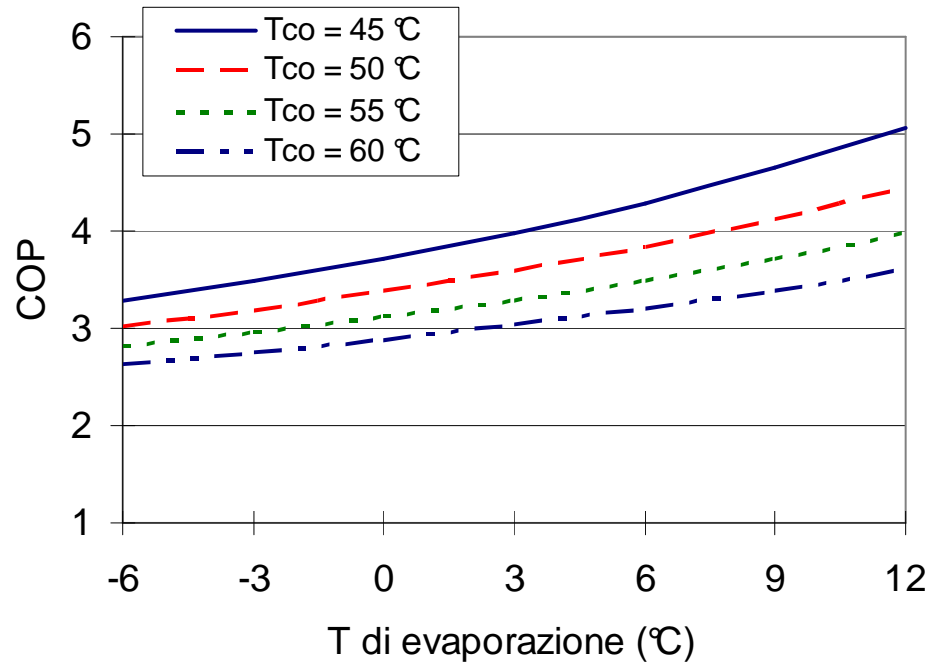


$$COP = Q_A / L$$

$$COP_{max} = \frac{T_A}{T_A - T_B}$$

$$COP_{endoreversibile} = \frac{T'_A}{T'_A - T'_B}$$

$$COP_{reale} \approx 0,5 \times \frac{T_{CO}}{T_{CO} - T_{EV}}$$



Utilizzo limitato ad applicazioni in cui $T_A - T_B$ è bassa (riscaldamento con pavimenti radianti, ventilconvettori, produzione di ACS...)

dove:

- T' = temperatura media termodinamica del fluido di lavoro nell'interazione termica con il SET
- T_{CO} e T_{EV} = temperature di condensazione e di evaporazione, rispettivamente

Pompe di calore: calcolo dell'energia termica da fonte rinnovabile secondo il D. Lgs 28/2011

Per il calcolo dell'energia da fonte rinnovabile ottenuta con una pompa di calore il D.Lgs. 28/11 prescrive l'uso dell'equazione riportata nella Direttiva Europea:

$$E_{RES} = E_{PdC} \left(1 - \frac{1}{SPF_{PdC}} \right)$$

dove E_{PdC} è l'energia termica stagionale prodotta mediante la pompa di calore e SPF_{PdC} è il coefficiente di prestazione stagionale della pompa di calore, definito come:

$$SPF_{PdC} = \frac{E_{PdC}}{E_{ass}} \quad (\text{da calcolare con le modalità che saranno illustrate nel seguito})$$

dove E_{ass} è in generale l'energia spesa per il funzionamento della pompa di calore, compresi gli ausiliari; ovviamente, nel caso di pompe di calore elettriche, è l'energia elettrica.

Il D.Lgs. prescrive anche il valore minimo limite al di sotto del quale non si produce più energia sfruttando una fonte rinnovabile, da calcolare con la relazione:

$$SPF_{Min} > \frac{1,15}{\eta}$$

dove per le pompe di calore elettriche η è il rendimento di trasformazione da energia primaria a energia elettrica, calcolato sul potere calorifico inferiore, che tiene conto anche della distribuzione attraverso la rete, e 1,15 è un coefficiente di maggiorazione fissato dalla Direttiva. Convenzionalmente il rendimento è considerato uguale a 0,4 in tutta Europa, per cui $SPF_{Min} = 2,875$; ovviamente, se il valore del rendimento cambiasse, cambierebbe anche il valore limite. Per le pompe di calore ad assorbimento e a motore endotermico η è fissato pari a 1.

Pompe di calore: calcolo dell'energia termica da fonte rinnovabile secondo il D. Lgs. 28/2011

- ✓ Il calcolo dell'aliquota di energia termica utile erogata dalla pompa di calore che può considerarsi proveniente da fonte rinnovabile è particolarmente importante per vari motivi, tra i quali:
 - contributo al raggiungimento degli obiettivi di sviluppo delle **f.e.r. al 2020** (per l'Italia, 17% dei consumi finali);
 - per edifici nuovi o ristrutturati, contributo al raggiungimento della **quota d'obbligo di energia da fonte rinnovabile** per la climatizzazione e la produzione di ACS:

*D.Lgs. 28/2011, All. 3 : "Nel caso di edifici nuovi o edifici sottoposti a ristrutturazioni rilevanti, gli impianti di produzione di energia termica devono essere progettati e realizzati in modo da garantire il contemporaneo rispetto della copertura, tramite il ricorso ad energia prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili, **del 50% dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria e delle seguenti percentuali della somma dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento:***

- a) il **20 per cento** quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal **31 maggio 2012 al 31 dicembre 2013;***
- b) il **35 per cento** quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal **1° gennaio 2014 al 31 dicembre 2016;***
- c) il **50 per cento** quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è rilasciato dal **1° gennaio 2017."***

Pompe di calore/gruppi frigoriferi a compressione di vapore: i fluidi di lavoro

- ✓ Requisiti fondamentali per le sostanze di lavoro delle pompe di calore a compressione:
 - **T critica > T ambiente**
 - andamento favorevole della **curva di saturazione** liquido-vapore nel piano (p,T)
 - **elevata entalpia latente di evaporazione**
 - **basso volume specifico** del vapore
 - **stabilità chimica**, inerzia verso i materiali
 - **bassa tossicità**, ininfiammabilità
 - **basso costo**



Clorofluorocarburi (CFC)

Idroclorofluorocarburi (HCFC)
Idrofluorocarburi (HFC)
Fluidi “naturali (CO₂, idrocarburi..)

Pompe di calore/gruppi frigoriferi a compressione di vapore: i fluidi di lavoro

- ✓ I refrigeranti più diffusi fino a pochi anni fa (**CFC**), come R11 e R12, (e sono ormai banditi in quanto dannosi :
 - per l'ozono stratosferico (indice di aggressività: **ODP**, sostanza di rif.: R11);
 - per il contributo diretto all'effetto serra (indice di pericolosità: **GWP**, sostanza di rif.: CO_2)
- ✓ Dal 1996, sostituiti:
 - **transitoriamente** dagli **HCFC** (ex: R22), con **basso ODP** (a breve termine: al bando in impianti nuovi dal 2004, bando totale dal 2015);
 - a lungo termine, dagli **HFC** (R407C, R134a), con **ODP = 0**.

In entrambi i casi: $GWP > 0$, e peggiori prestazioni (effetti indiretti, TEWI)
- ✓ Altri possibili refrigeranti:
 - **R717** (ammoniaca, NH_3): $ODP = 0$, $GWP = 0$, ma è tossica e infiammabile
 - idrocarburi (ad ex. il propano): $ODP = 0$, ma $GWP > 0$ e sono molto infiammabili
 - **CO_2** : $ODP = 0$, ma è un fluido ad effetto serra

Pompe di calore/gruppi frigoriferi a compressione di vapore: i fluidi di lavoro

Fluido	$t_{ev,n}$ (glide) [°C]	t_c [°C]	ODP R11 = 1	vita media atmosferica [anni]	GWP CO ₂ = 1 100 anni	Gruppo Sicurezza ASHRAE
R12	-29,8	111,8	0,9	102	8100	A1
R134a	-26,1	101,1	0	15	1300	A1
R22	-40,8	96,2	0,05	12	1500	A1
R717	-33,3	133,0	0	1	<1	B2
R407C R32/125/134a (23/25/52)	-43,6 (7,0)	86,7	0	6/33/15	1530	A1/A1
R410A R32/125 (50/50)	-51,4(<0,1)	72,5	0	6/33	1730	A1/A1
R290	-42,1	96,8	0	3	20	A3
R502 R22/115 (48,8/52/4)	-45,4	82,2	0,3	12/117	5490	A1
R404A R125/143a/134a	-46,4 (0,9)	72,1	0	33/49/15	3260	A1/A1
R507 R125/143a (50/50)	-46,7	70,9	0	33/49	3300	A1

-30% di capacità rispetto al R22, utilizzato in compressori a vite di grande taglia

Utilizzato in compressori di piccola taglia, poco adatto a pompe di calore con frequente inv. di ciclo

Pressioni doppie rispetto al R22, utilizzato in compressori di media e piccola taglia

Pompe di calore/gruppi frigoriferi a compressione di vapore: contributo all'effetto serra

$$TEWI = GWP \times M + (a) \times (B)$$

dove:

- GWP = GWP del fluido relativamente alla CO₂ (GWP CO₂ = 1);
- M = la massa totale di refrigerante rilasciata (kg);
- a = la quantità di CO₂ rilasciata nel processo di conversione dell'energia elettrica (kg CO₂/kWh);
- B = energia consumata dall'impianto in tutta la sua vita (kWh).

*(o, in generale,
dell'energia
utilizzata per
l'azionamento della
macchina, qualsiasi
essa sia)*

Valori tipici per macchine frigorifere elettriche

	Diretto	Indiretto
<i>Refrigerazione domestica</i>	4%	96%
<i>Condizionatori automob. vecchi</i>	70%	30%
<i>Condizionatori automob. nuovi</i>	40%	60%
<i>Refrigerazione commerciale</i>	55%	45%
<i>Condizionatori autonomi</i>	5%	95%
<i>Refrigeratori d'acqua</i>	2%	98%

Classificazione delle macchine a compressione di vapore in base alle sorgenti di calore esterne

Sorgente (PdC) o pozzo (frigo) di calore	Fluido termovettore secondario
Aria	Aria
	Acqua
Acqua	Aria
	Acqua
Terreno	Aria
	Acqua

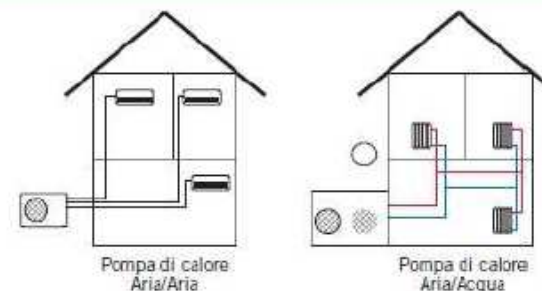
Fluido secondario aria
 ↓
 Sistemi a espansione diretta

Fluido secondario acqua
 ↓
 Sistemi idronici



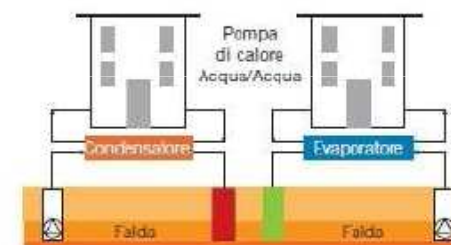
ARIA

- Disponibilità illimitata
- Praticità d'uso
- Prestazioni energetiche variabili, ma minime fasce di valori accettabili



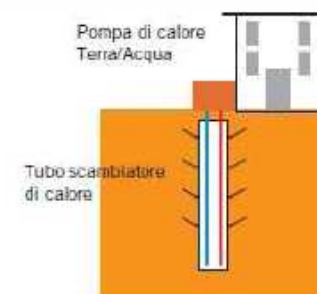
ACQUA

- Prestazioni costanti e migliori rispetto alla sorgente aria
- Disponibilità variabile per tipo di fonte
- Necessità di opere di prelievo e di scarico
- Vincoli legislativi per prelievo e scarico

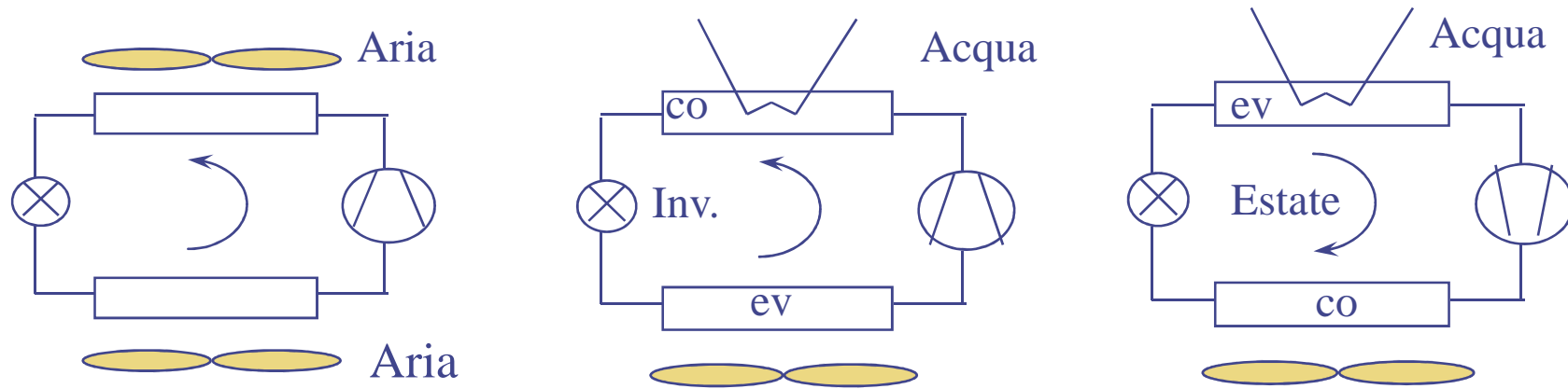


SUOLO

- Buone prestazioni energetiche
- Elevati costi di realizzazione per le operazioni nel suolo
- Disponibilità limitata per necessità di ampie superfici
- Tecnologia poco diffusa



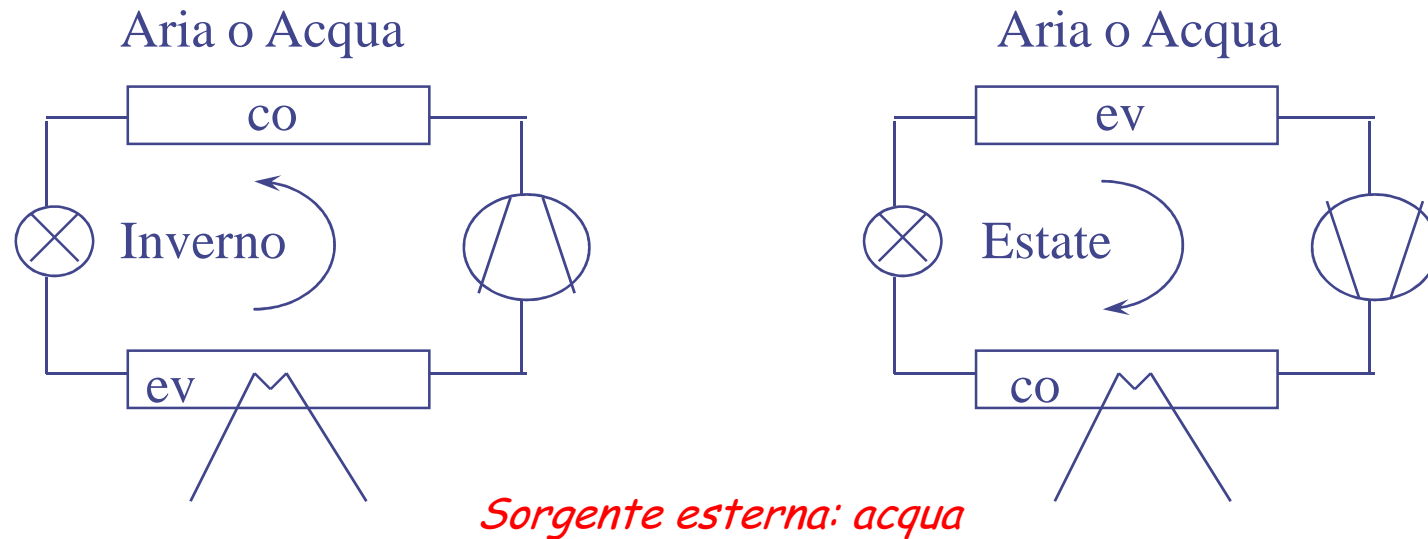
Macchine Aria/Aria e Aria/Acqua



Sorgente esterna: aria

- ✓ Sistemi **idronici** (ad acqua) o ad **espansione diretta** (split, multisplit, VRV/VRF)
- ✓ Caratteristiche:
 - semplicità di installazione
 - forte **dipendenza delle prestazioni dalle condizioni climatiche**, sia in inverno che in estate
 - in inverno, problemi di formazione di **brina all'evaporatore** (sbrinamento ad inversione di ciclo e/o con batterie elettriche)
 - ingombro e **rumorosità** dell'unità esterna
 - non disponibili per grandi potenzialità (oltre i 1000 kW, circa), per le dimensioni eccessive dell'unità esterna

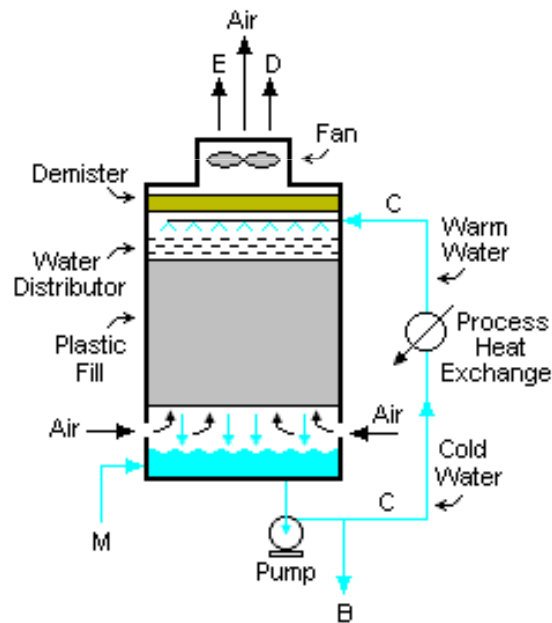
Macchine Acqua/Aria e Acqua/Acqua



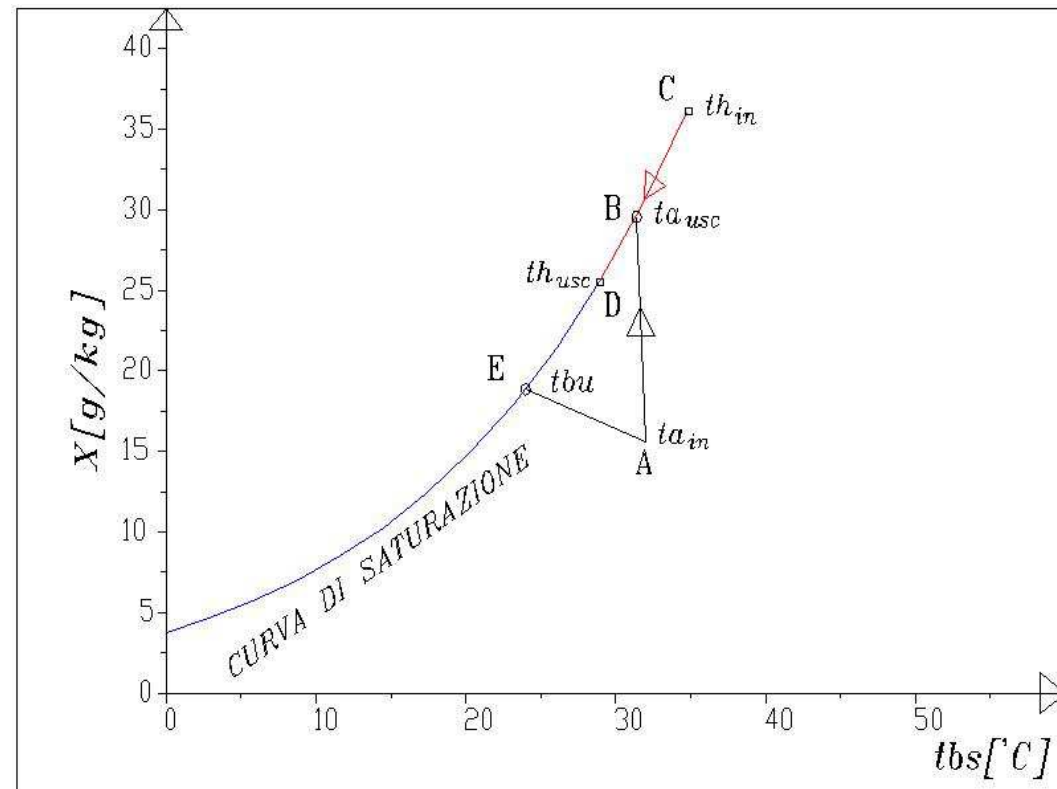
- ✓ L'acqua è la sorgente esterna di elezione per gli impianti frigoriferi **di grande taglia** (oltre i 1000 kW)
- ✓ L'impianto è più costoso, ma le **prestazioni sono superiori** e **meno sensibili alle condizioni climatiche** esterne
- ✓ Per la refrigerazione, l'alternativa all'acqua di falda, fiume, lago o mare è l'acqua di ricircolo, raffreddata con **torri evaporative**
- ✓ Analoghe considerazioni valgono per l'impiego del **terreno** (o, per l'inverno, di acque termali) come sorgente termica

Macchine frigorifere con condensazione mediante torre evaporativa

- ✓ A parità di temperatura dell'aria ambiente, si può raffreddare meglio l'acqua di condensazione, raggiungendo T più basse (se il processo fosse perfettamente adiabatico, in teoria si potrebbe far uscire l'acqua ad una $T = T_{bu}$ dell'aria)
- ✓ Inconvenienti: è necessario il reintegro dell'acqua che evapora \Rightarrow consumo di acqua DEMI, da trattare chimicamente anche per evitare proliferazione batterica
 $\Rightarrow m_{ev} \cong Q_{co} / \Delta h_{ev} \Rightarrow$ circa 1,5 litri/h per ciascun kW termico da dissipare

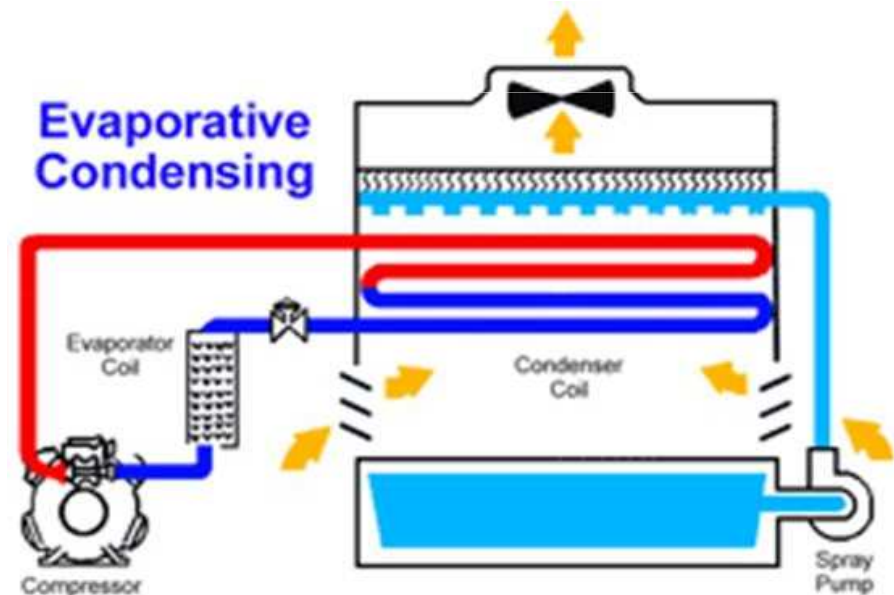
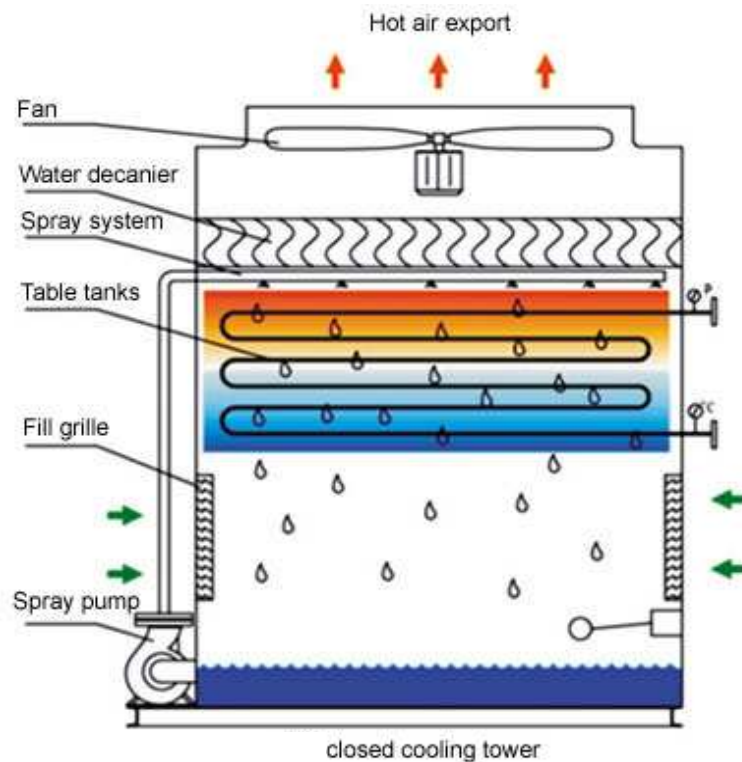


C = Circulating cooling water
M = Makeup water
E = Evaporated water
D = Drift or windage water loss
B = Blowdown or drawoff water



Condensazione mediante torre evaporativa a circuito chiuso o condensatore evaporativo

- ✓ Possibile anche l'uso di:
 - **torri a circuito chiuso**, in cui il circuito dell'acqua di condensazione rimane separato dall'acqua di torre; si perde in efficienza, ma **si evita di contaminare il circuito dell'acqua** di condensazione;
 - **condensatori evaporativi**, in cui nella torre viene direttamente raffreddato il refrigerante.



Pompe di calore e macchine frigorifere a
compressione di vapore: macchine ad
azionamento elettrico (EHP)

La pompa di calore elettrica come componente per l'efficienza energetica negli usi finali

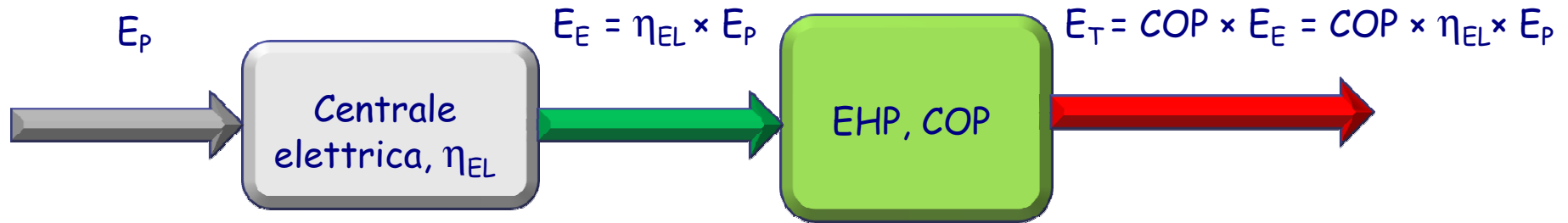
- ✓ Per la climatizzazione estiva e la refrigerazione, le macchine frigorifere a compressione di vapore azionate elettricamente rappresentano la **tecnologia di riferimento**.
- ✓ Per la produzione di energia termica (riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria, usi industriali..) la **pompa di calore** rappresenta invece una soluzione potenzialmente in grado di assicurare una **maggiore efficienza** energetica rispetto a quella più diffusa e convenzionale, rappresentata dalle caldaie alimentate da combustibile fossile: per questo motivo, nel seguito saranno di norma considerate solo le pompe di calore, fermi restando alcuni cenni anche agli accorgimenti ed alle soluzioni da adottare per migliorare l'efficienza energetica delle macchine frigorifere elettriche (molto spesso del tutto sovrapponibili a quelli utilizzabili per le pompe di calore).
- ✓ Inoltre, grazie alla Direttiva Europea sulle fonti rinnovabili (e quindi, in Italia, con il D. Lgs. 28/2011), **le pompe di calore sono diventate sistemi alimentati in parte da fonte rinnovabile.....**



Energia prelevata "gratuitamente" dall'ambiente:

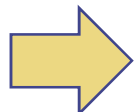
$$Q_B = Q_A - L = Q_A - Q_A / \text{COP} = Q_A \cdot (1 - 1/\text{COP})$$

Pompa di calore elettrica (EHP): confronto termodinamico ed economico con caldaia a gas naturale



$$CUC_{EHP} = \frac{E_T}{E_p} = COP \times \eta_{EL}$$

$$CUC_{CA} = \eta_{CA}$$

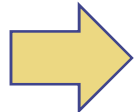


$$CUC_{EHP} > CUC_{CA} \Leftrightarrow COP > \frac{\eta_{CA}}{\eta_{EL}}$$

$$\frac{\Delta E_p}{E_p} = \left(1 - \frac{\eta_{CA}}{COP \times \eta_{EL}} \right)$$

$$c_{u,EHP} = \frac{c_{u,EE}}{COP}$$

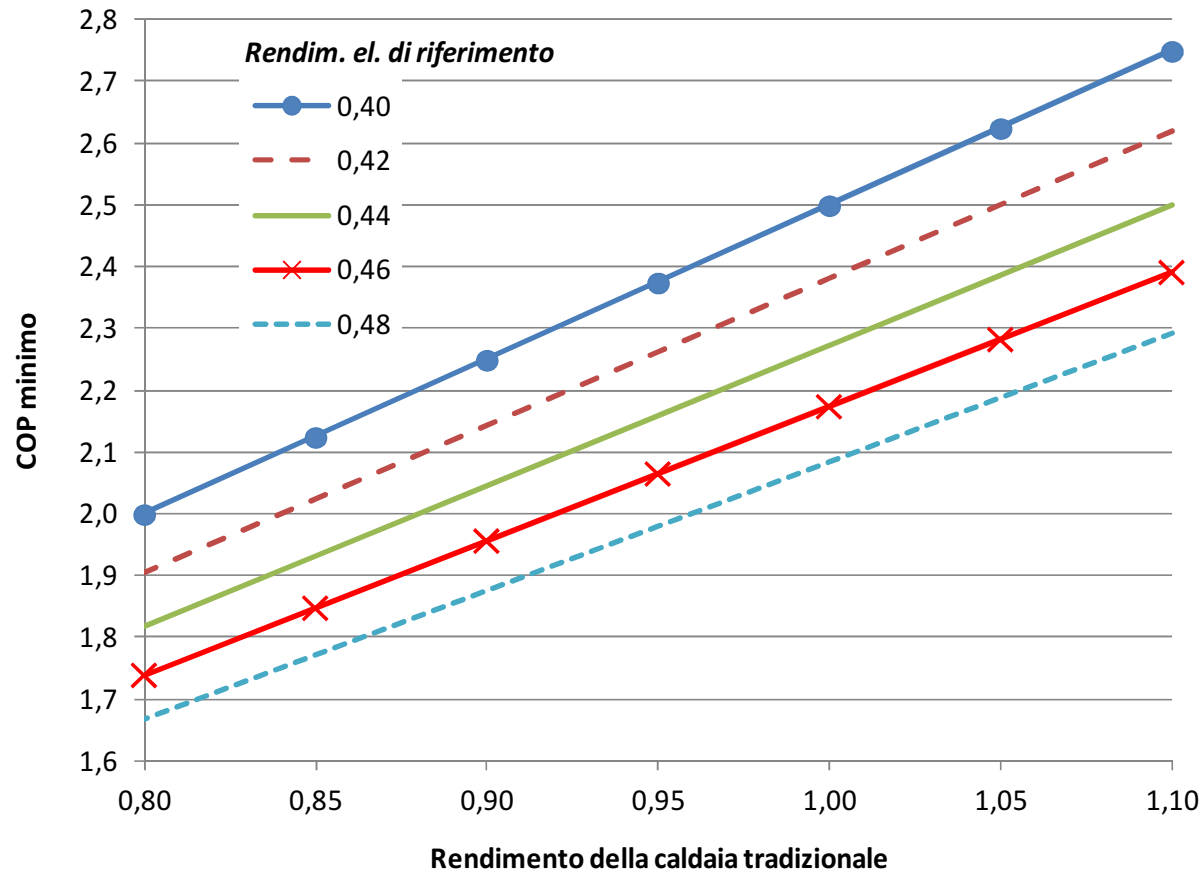
$$c_{u,CA} = \frac{c_{u,GN}}{\eta_{CA} \times PCI}$$



$$SPB = \frac{I}{\Delta CE} =$$

$$= \frac{I/P_T}{\left(\frac{c_{u,GN}}{\eta_{CA} \times PCI} - \frac{c_{u,EE}}{COP} \right) \times H_{eq}}$$

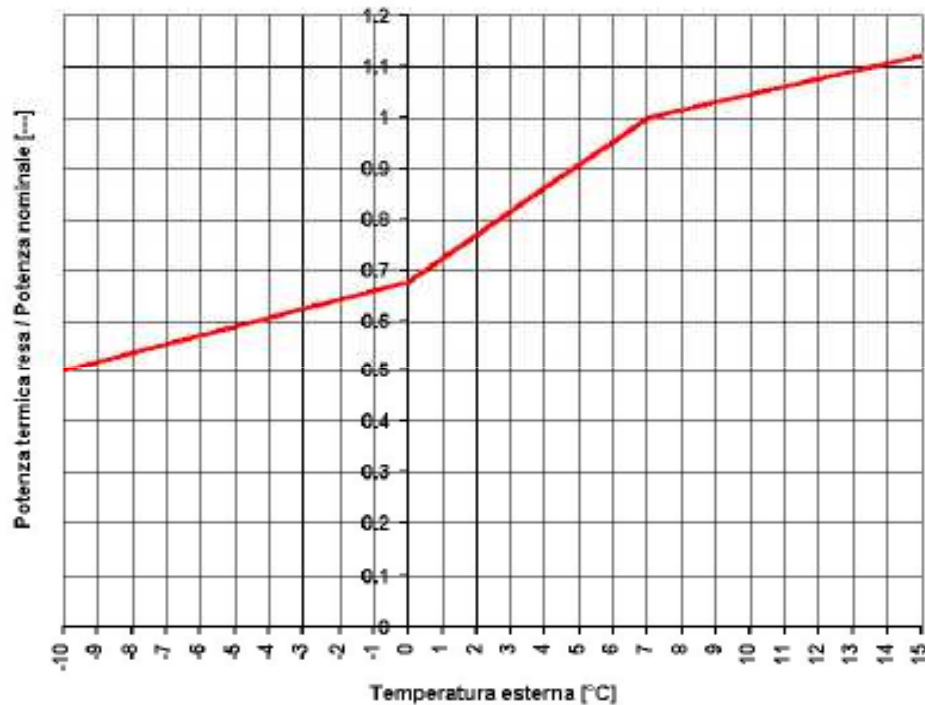
Pompa di calore elettrica (EHP): confronto termodinamico con caldaia a combustibile fossile



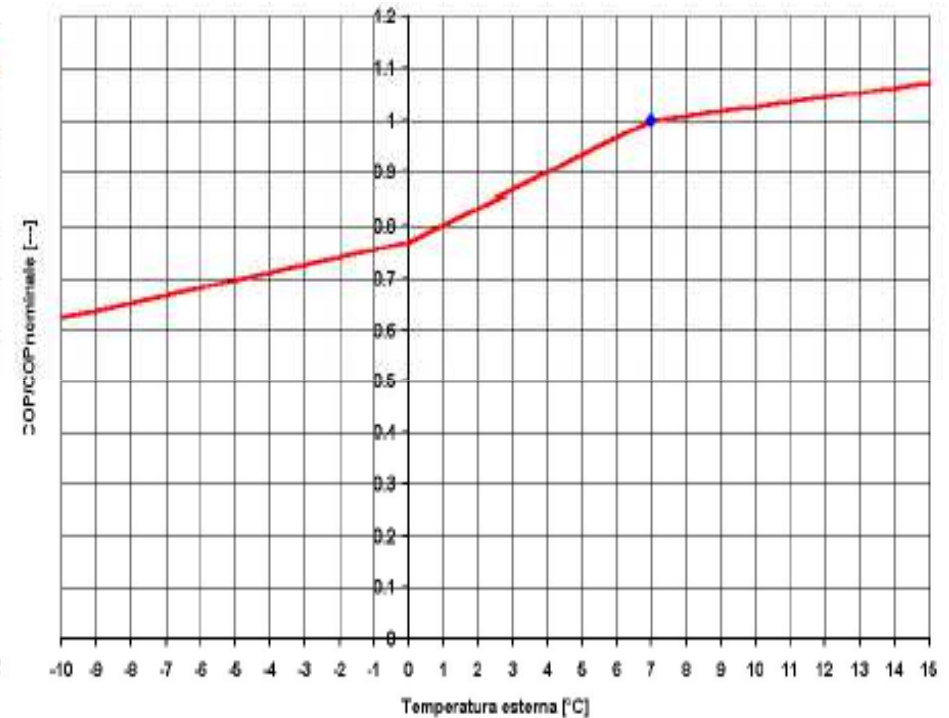
... con il progressivo incremento del rendimento del parco elettrico, la pompa di calore diventa via via più efficiente; tuttavia, bisogna considerare la **forte dipendenza del COP dal fattore di carico e della temperatura esterna** (fattore che non influisce significativamente sulle prestazioni delle caldaie).

COP minimo necessario affinché la pompa di calore sia più efficiente rispetto ad una caldaia, in funzione del rendimento di caldaia, per vari valori del rendimento di conversione per la produzione di energia elettrica

Pompa di calore elettrica (EHP): andamento tipico della resa e del COP in funzione della temperatura esterna

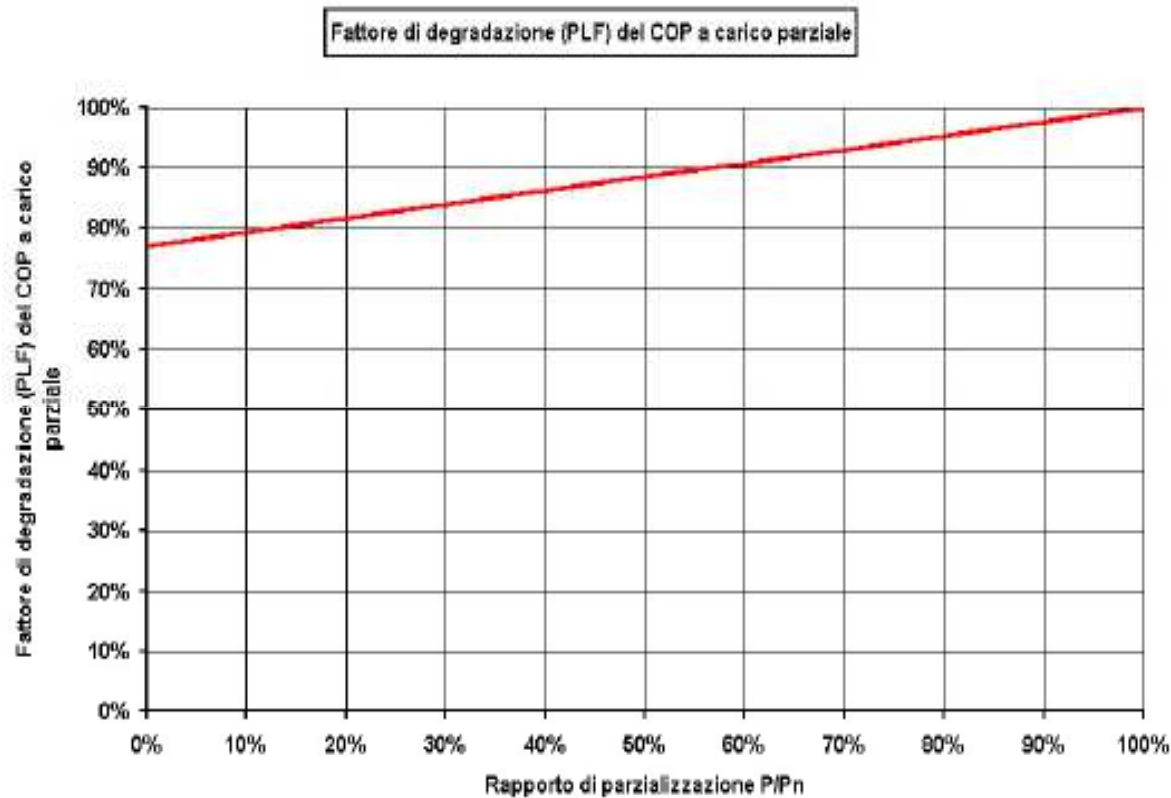


Decadimento della resa termica
con la T esterna

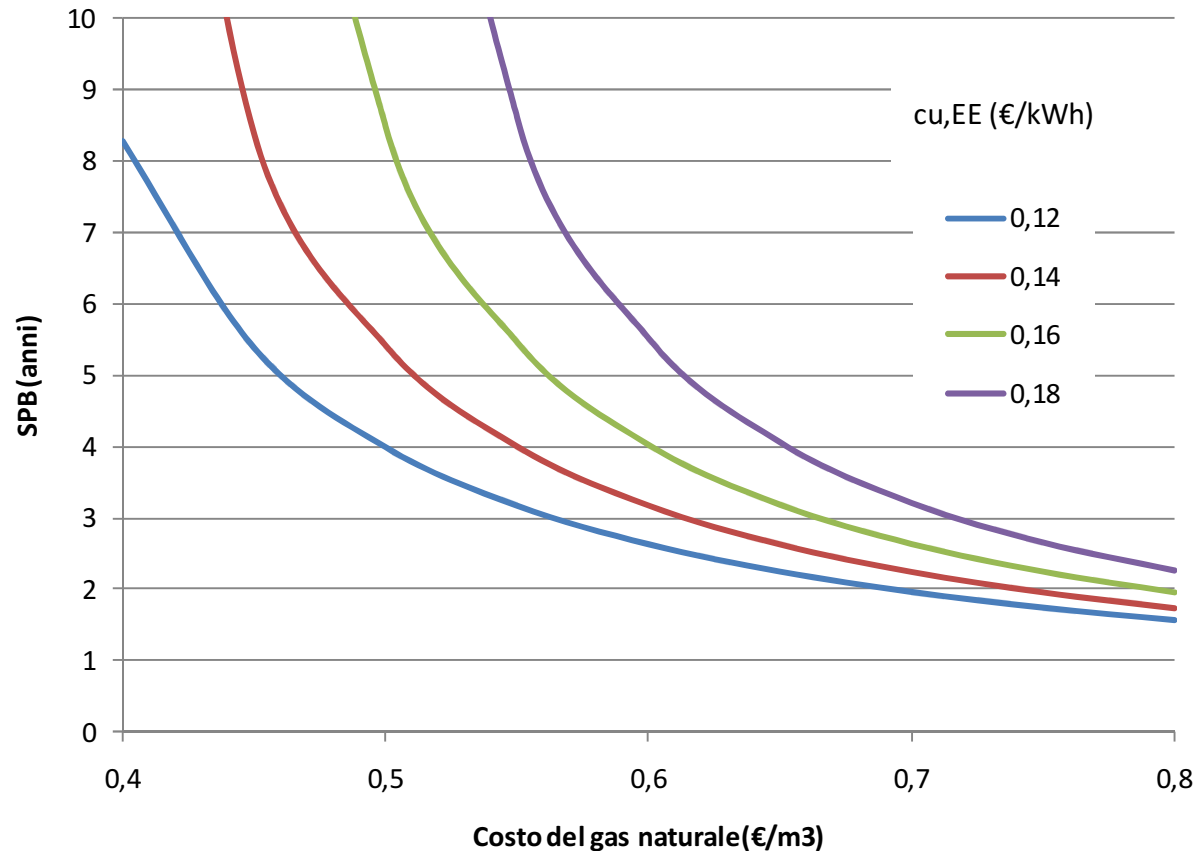


Decadimento del COP
con la T esterna

Pompa di calore elettrica (EHP): decadimento tipico del COP in funzione del fattore di carico



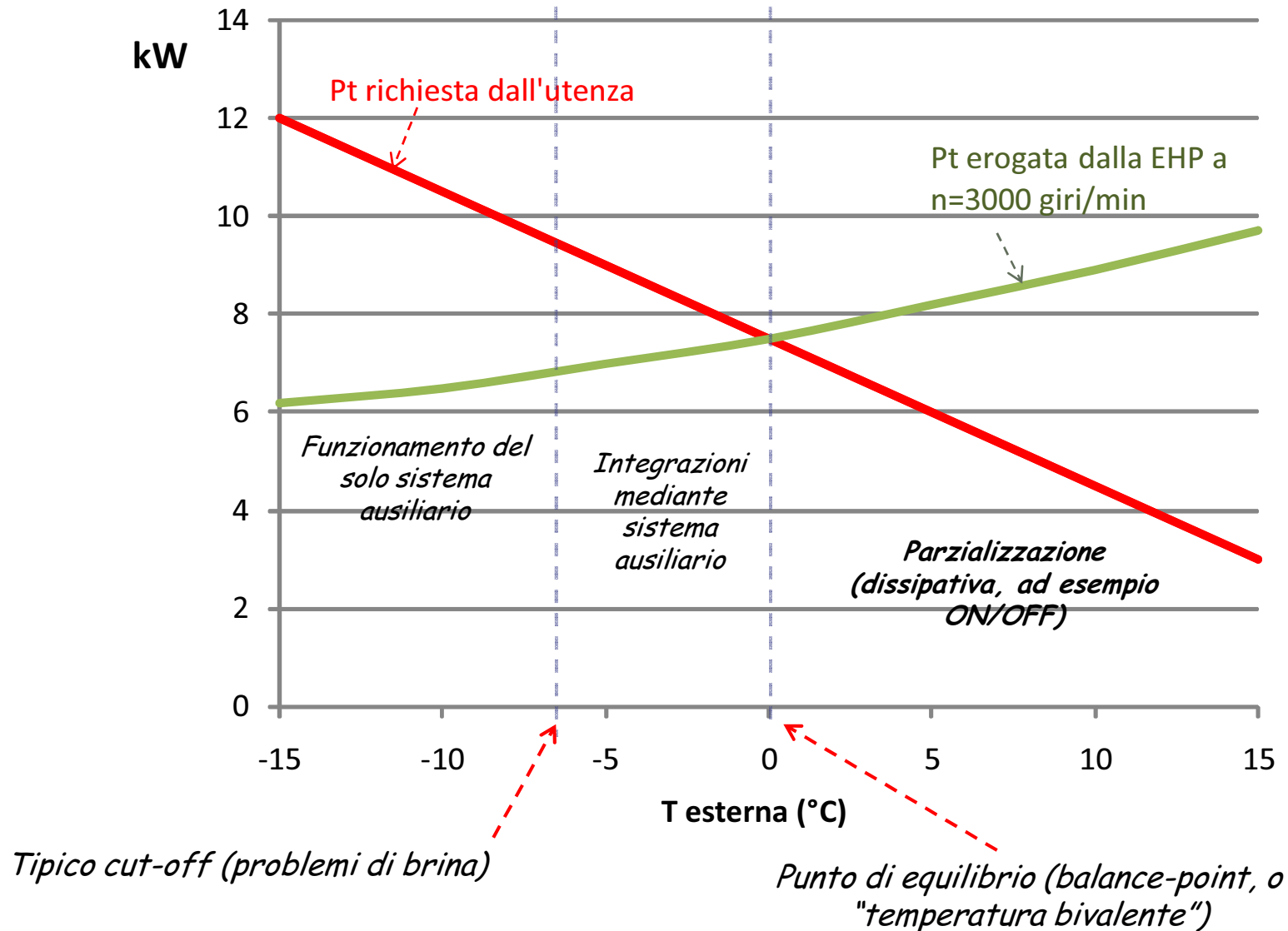
Pompa di calore elettrica (EHP): confronto economico con caldaia a gas naturale



Pay-back (semplificato) per una EHP rispetto ad una caldaia a gas naturale in funzione del costo del gas e dell'energia elettrica

(Ipotesi: $I/Pt = 50 \text{ €/kWt}$ - considerando solo l'extra-costo rispetto alla macchina frigorifera - $COP = 3$, rendim. caldaia = 0,80, $Heq = 500 \text{ h/anno}$)

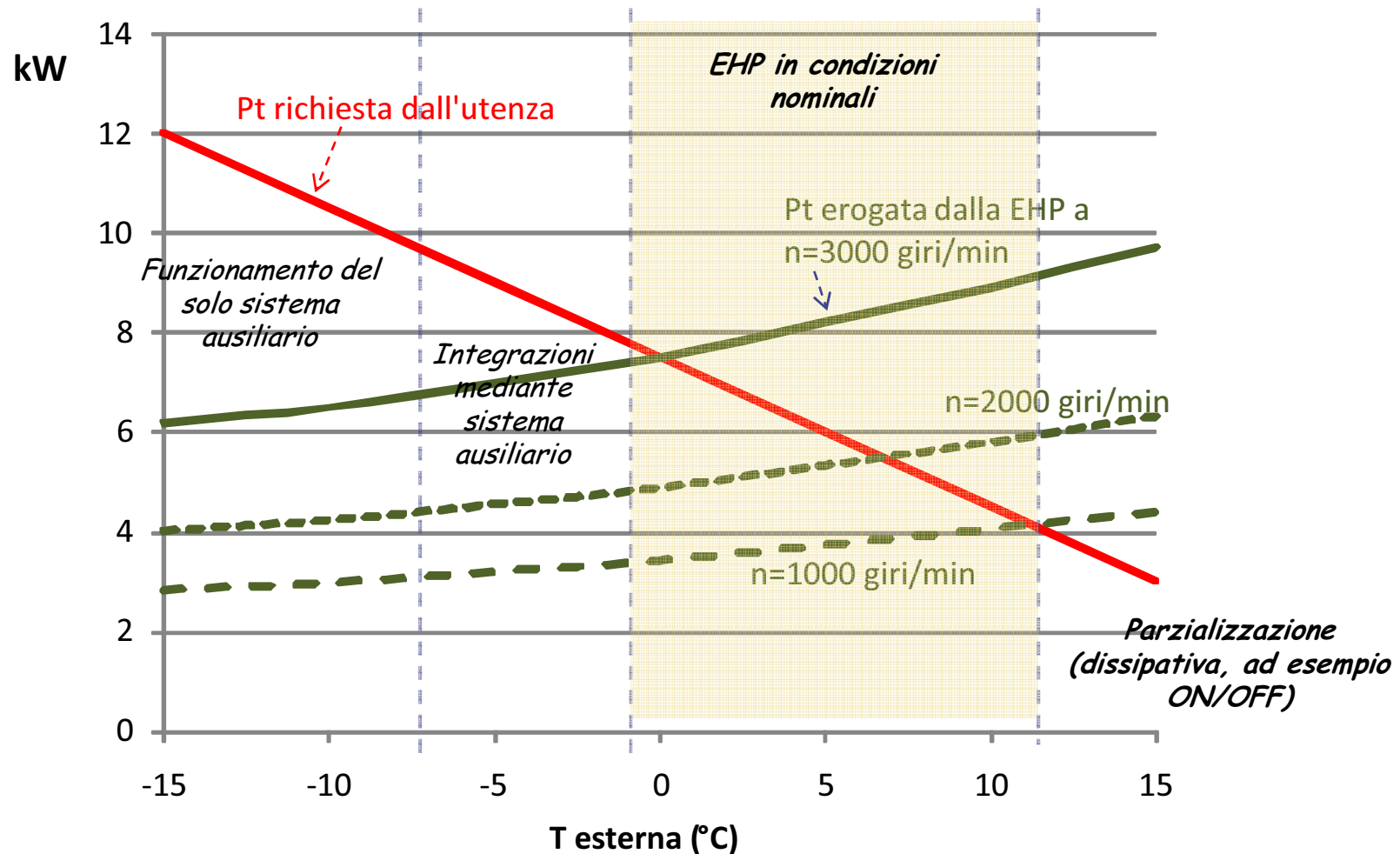
Pompe di calore elettriche: il dimensionamento



Pompe di calore elettriche: il dimensionamento

- ✓ La scelta della **taglia** della pompa di calore è importante perché influisce:
 - sulla frazione di energia che potrà essere coperta dalla macchina, a fronte di quella che dovrà essere fornita dal sistema di integrazione (back-up: caldaia, resistenze elettriche), meno efficiente: taglia maggiore \Leftrightarrow **integrazioni** minori;
 - sul numero di ore di funzionamento a carico parziale e quindi **sull'efficienza media stagionale**: taglia maggiore \Leftrightarrow più ore di esercizio a carico parziale, con conseguente possibile penalizzazione dell'efficienza.
- ✓ Ovviamente, il secondo aspetto è particolarmente rilevante in assenza di sistemi di regolazione efficienti (ovvero, in caso di parzializzazione con funzionamento ON/OFF, oppure strozzamento del compressore, etc.).
- ✓ Viceversa, l'uso di **inverter** (v. figura successiva) permette di regolare la velocità del compressore, e quindi la potenza frigorifera, senza penalizzare il COP della macchina, in un ampio intervallo di valori della potenza richiesta, limitando la parzializzazione di tipo dissipativo a poche ore di funzionamento, caratterizzate, tra l'altro, da una bassa richiesta di energia e quindi da una minore incidenza sul consumo complessivo stagionale.
- ✓ Risultati simili possono ottenersi con la suddivisione della potenza installata su più macchine, oppure con l'uso di gruppi con più compressori.
- ✓ *Considerazioni identiche valgono per i gruppi frigoriferi, con la sostanziale differenza che, in questo caso, la macchina deve necessariamente coprire il picco della richiesta, e quindi il problema è essenzialmente quello della regolazione.*

Pompe di calore elettriche: regolazione mediante inverter (*)



(*) Dispositivo elettronico in grado di convertire corrente continua (DC) in corrente alternata (AC) oppure di modificare la frequenza della corrente in uscita rispetto a quella in ingresso, e quindi, se collocato a monte di un motore elettrico, di modificarne la velocità di rotazione (ad ex., per motore sincrono: $n = (60 \cdot f / p)$, dove p è il numero di coppie di poli)

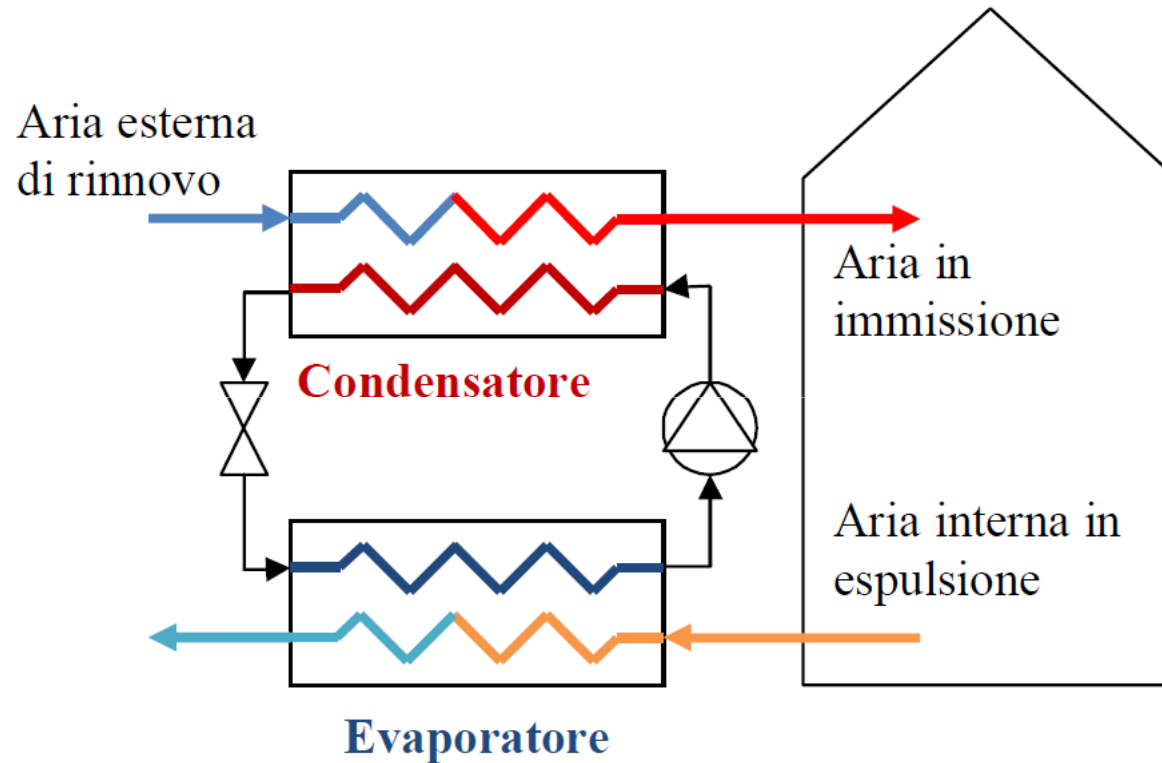
Pompe di calore elettriche: principali fattori che influenzano le prestazioni

- ✓ Temperature delle sorgenti calda e fredda:
 - => **ridurre la temperatura di mandata** dell'impianto (ad ex.: uso di impianti a pannelli radianti a pavimento....)
 - => cercare **sorgenti esterne a temperatura più alta possibile**, ad ex.:
 - flussi di scarto (aria di ventilazione)
 - terreno, acqua di falda (sorgenti "geotermiche")
 - acque superficiali: laghi, corsi d'acqua
- ✓ **Fattore di carico** della macchina:
 - uso di inverter, suddivisione della potenza installata su più macchine, ...
- ✓ Altri fattori:
 - necessità di **sbrinamento** della batteria esterna (nel caso di pompe di calore evaporanti in aria)

Macchine frigorifere elettriche: principali fattori che influenzano le prestazioni

- ✓ **Temperature delle sorgenti** calda e fredda:
 - => cercare sorgenti esterne a temperatura più bassa possibile, ad ex.:
 - flussi di scarto (aria di ventilazione)
 - terreno, acqua di falda (sorgenti "geotermiche")
 - acque superficiali: laghi, corsi d'acqua
 - acqua in circuito chiuso (torri di raffreddamento)
- ✓ **Fattore di carico** della macchina:
 - uso di inverter, suddivisione della potenza installata su più macchine, ...

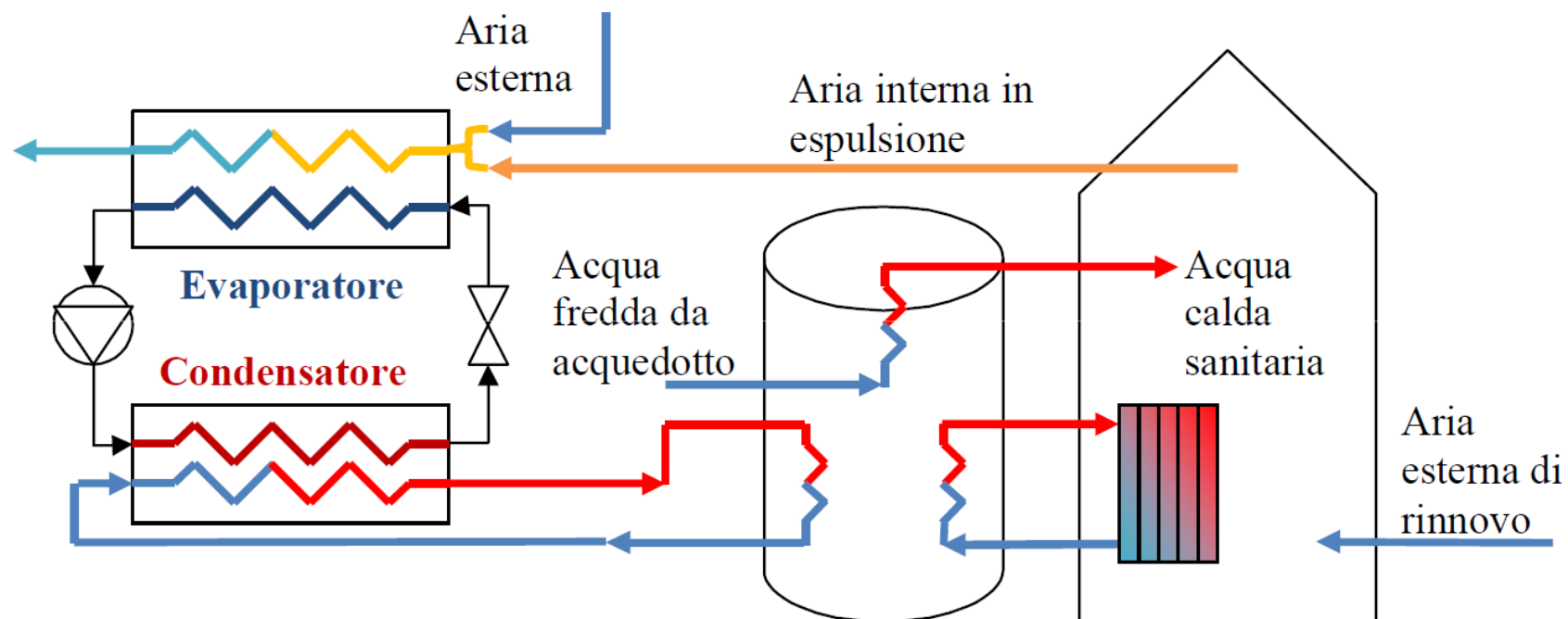
... alcune applicazioni particolari: recuperatori di calore "attivi" o "termodinamici"



Schema di principio di una EAHP a tutt'aria esterna per il rinnovo d'aria in ambiente - funzionamento in riscaldamento

(fonte: ENEA, Report RSE/2009/7)

... alcune applicazioni particolari: recuperatori di calore "attivi" o "termodinamici"



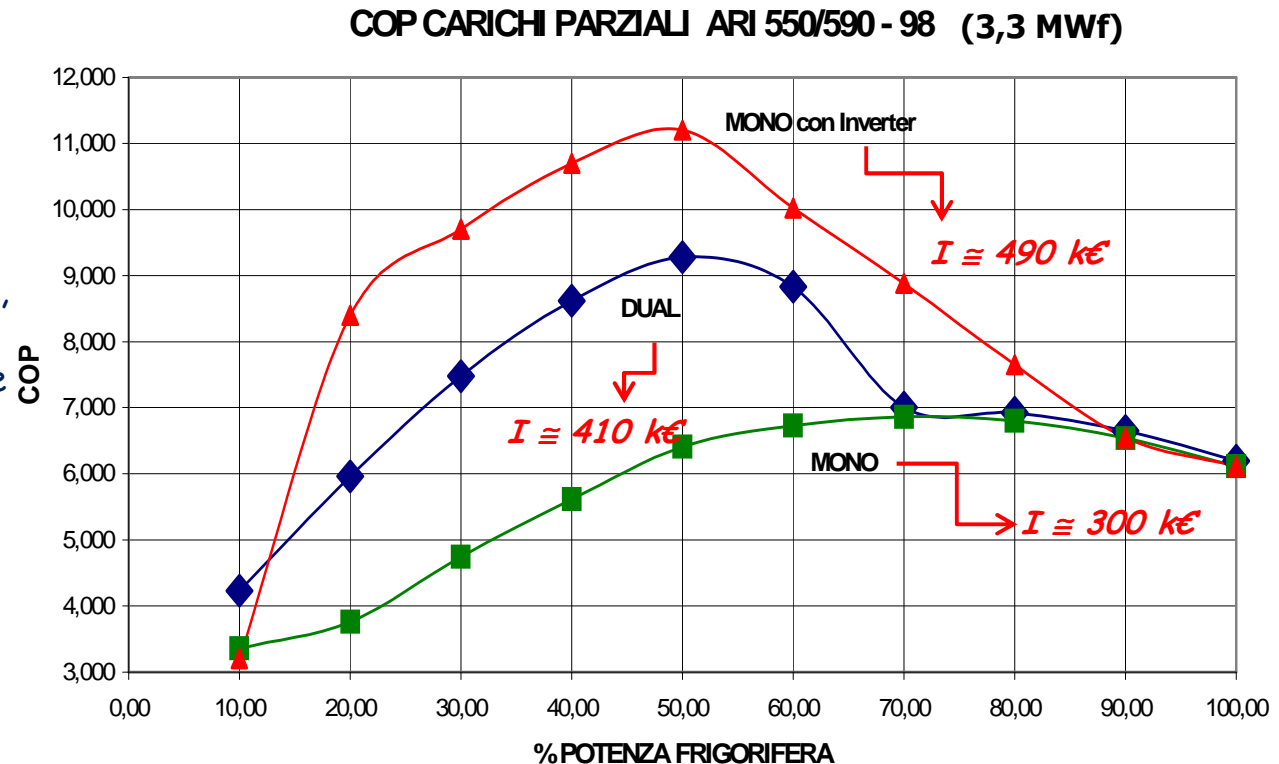
Schema di principio di una EAHP aria-acqua per il riscaldamento ambientale e la produzione di acqua calda sanitaria

(fonte: ENEA, Report RSE/2009/7)

Macchine frigorifere elettriche: esempio di curve caratteristiche

Commenti:

- rispetto alla macchina monocompressore, in quella con doppio compressore, per fattori di carico inferiori al 70%, inizia la parzializzazione in cascata, che permette di migliorare l'efficienza media complessiva;
- la soluzione termodinamicamente più efficiente è quella monocompressore con inverter ;

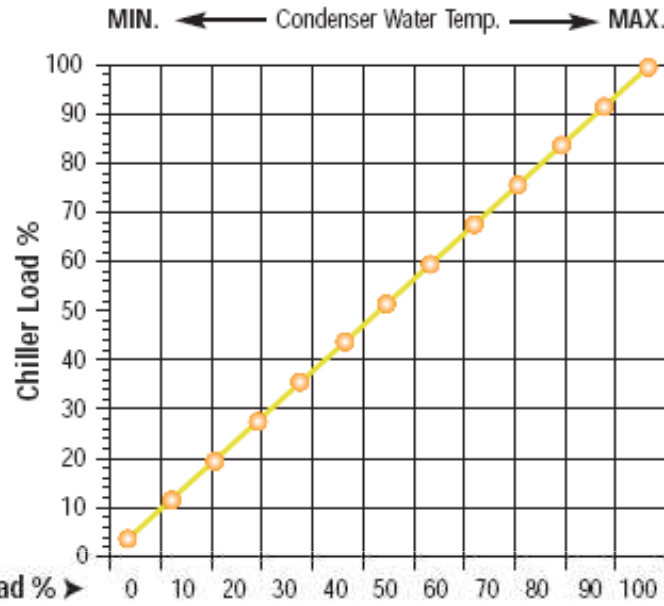


- in tutti i casi, il COP, inizialmente, sembra aumentare al ridursi del fattore di carico, ma ciò è dovuto alle modalità convenzionali con cui viene calcolato (al ridursi del carico, si ipotizza che si verifichi anche un abbassamento della temperatura esterna, e quindi della temperatura di condensazione, con conseguenti benefici sul COP; da ciò derivano anche i valori del COP, largamente superiori a quelli effettivamente riscontrabili nella realtà => per un confronto significativo, è necessario calcolare il COP medio stagionale, come si illustrerà in seguito.

Macchine frigorifere elettriche: soluzioni modulari

Single Chiller
100%

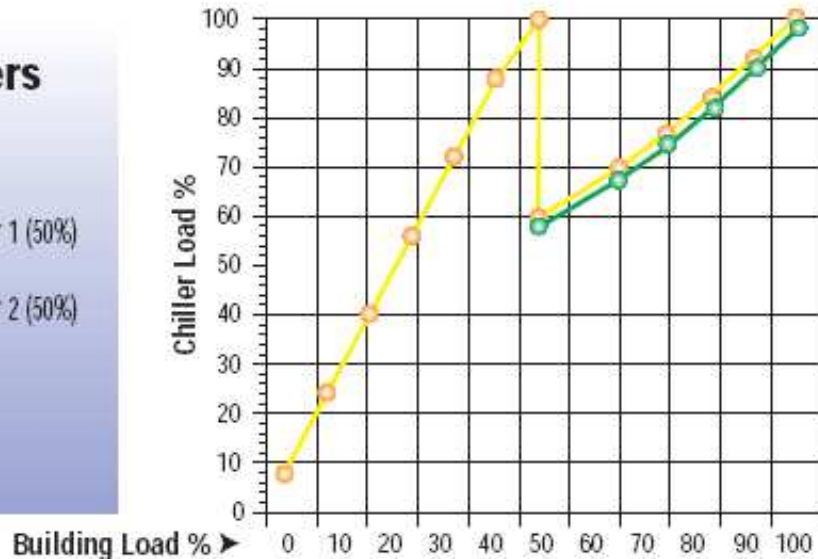
● Chiller 1 (100%)

Building Load %	Operating Chillers	Chiller Load %
4	1	4
12	1	12
20	1	20
28	1	28
36	1	36
44	1	44
52	1	52
60	1	60
68	1	68
76	1	76
84	1	84
92	1	92
100	1	100

Two Chillers
50%/50%

● Chiller 1 (50%)
● Chiller 2 (50%)

Building Load %	Operating Chillers	Chiller Load %
4	1	8
12	1	24
20	1	40
28	1	56
36	1	72
44	1	88
52	1	100
60	1, 2	60
68	1, 2	68
76	1, 2	76
84	1, 2	84
92	1, 2	92
100	1, 2	100

Uso di sorgenti geotermiche a bassa entalpia

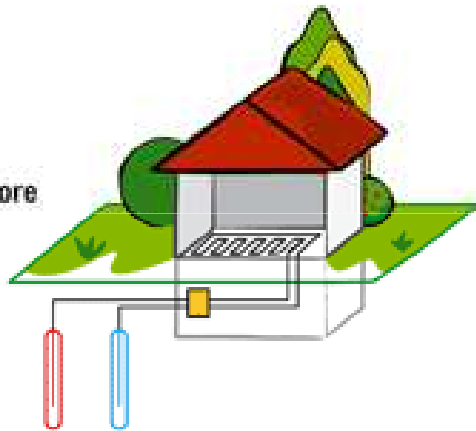
Sonda geotermica
Geothermal probe

■ pompa di calore
heat pump



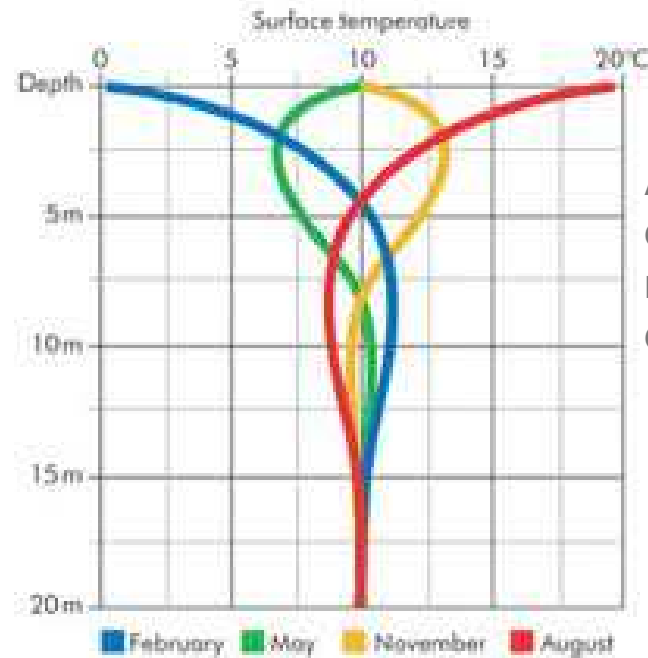
Pozzo
Well water

■ pompa di calore
heat pump



Serpentine nel terreno
Horizontal probe

■ pompa di calore
heat pump

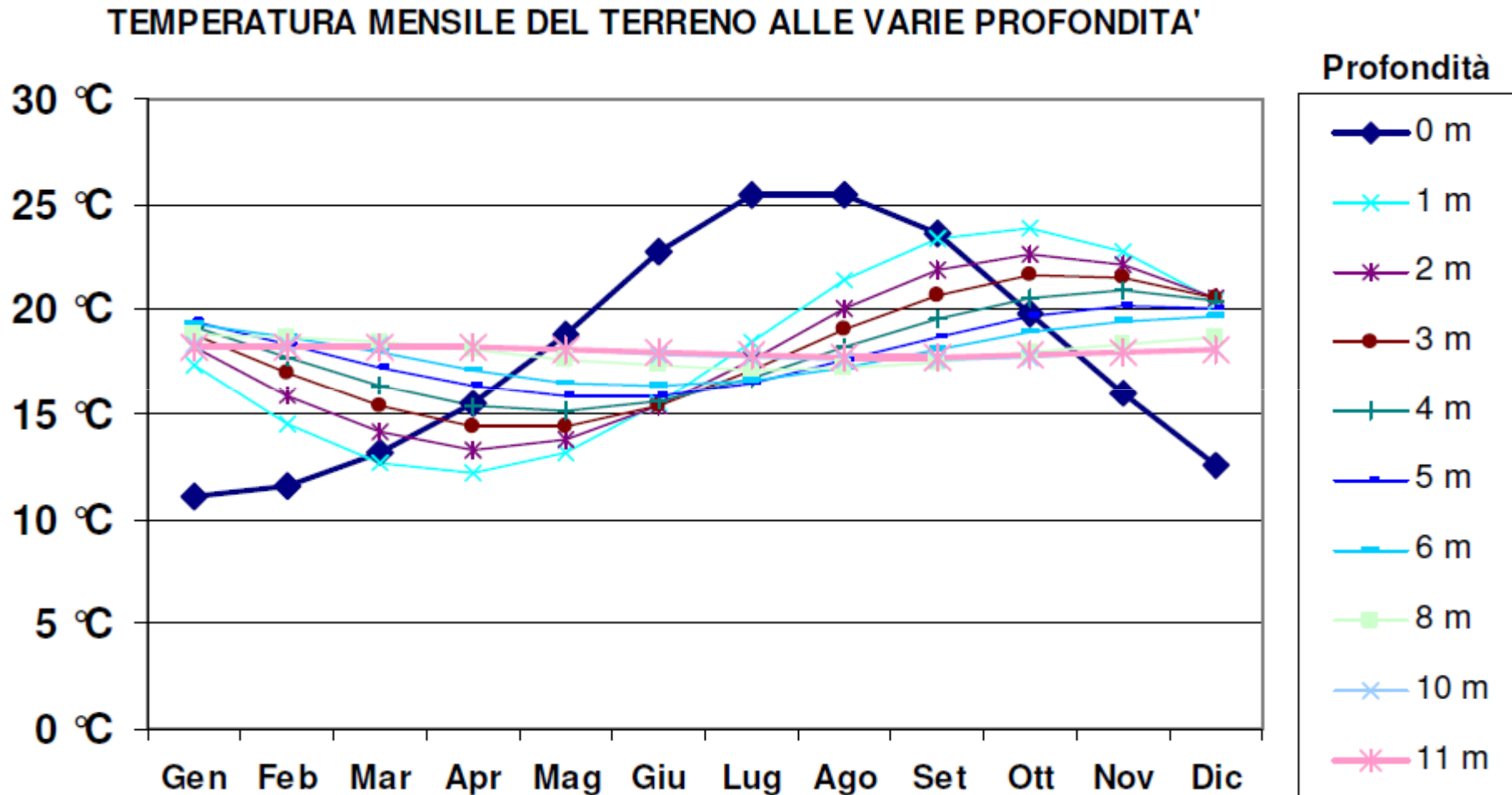


Andamento tipico della temperatura nel terreno in funz. della profondità

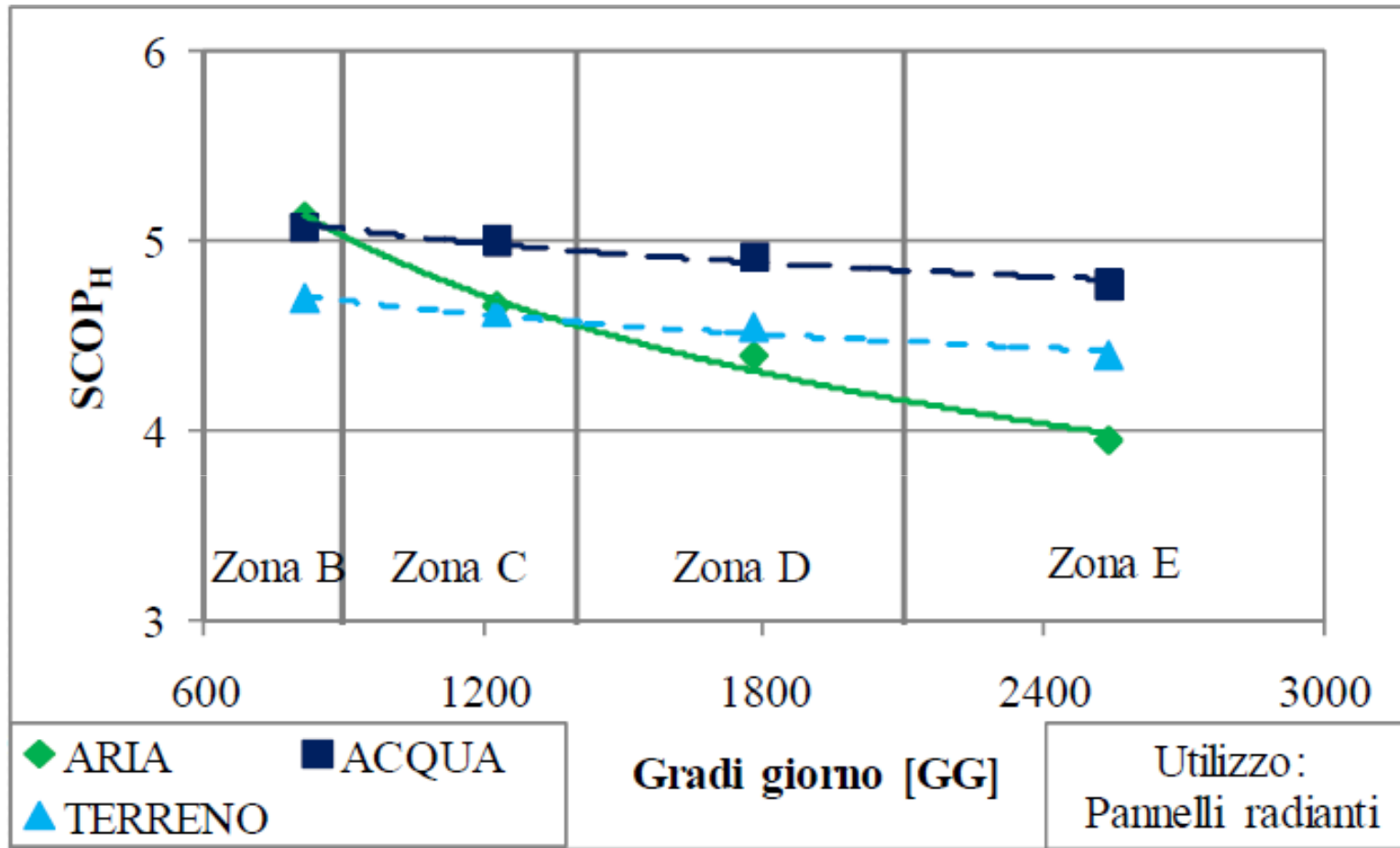
Potenze termiche tipicamente disponibili:

- sonde verticali: da 20 a 100 W/m
- sonde orizzontali: da 10 a 20 W/m²

Uso di sorgenti geotermiche a bassa entalpia

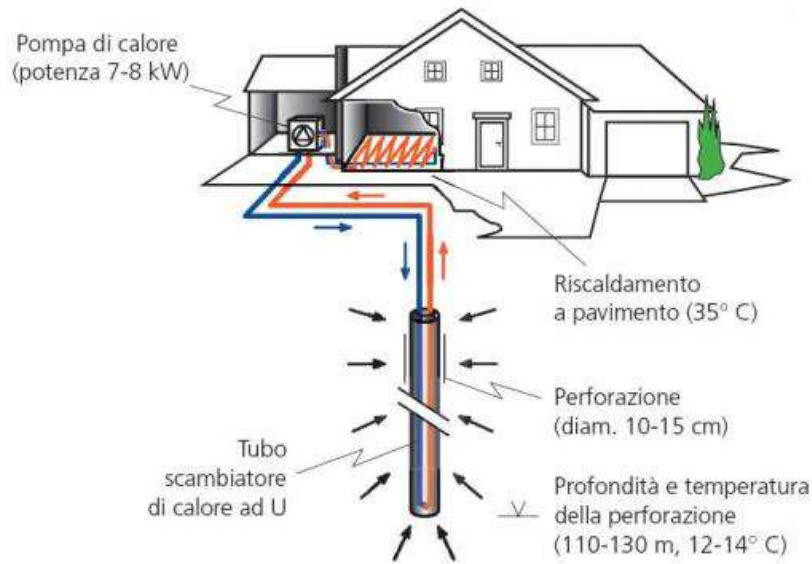
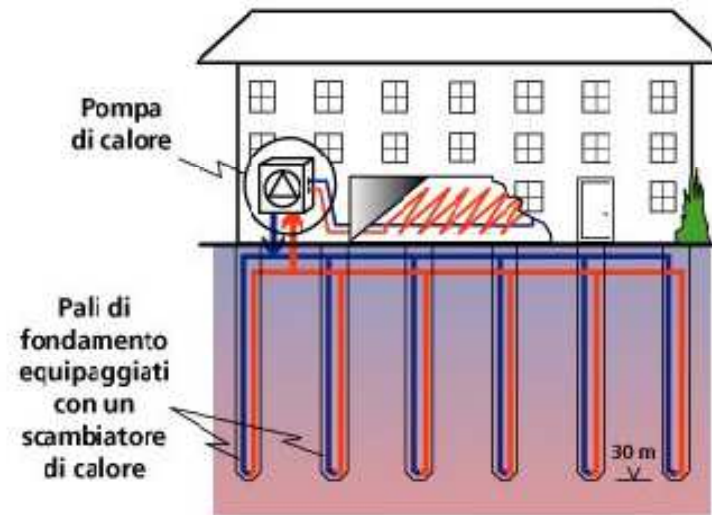
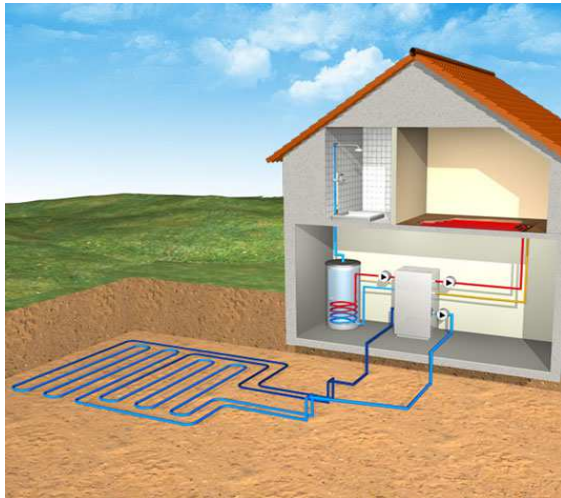


Uso di sorgenti geotermiche a bassa entalpia

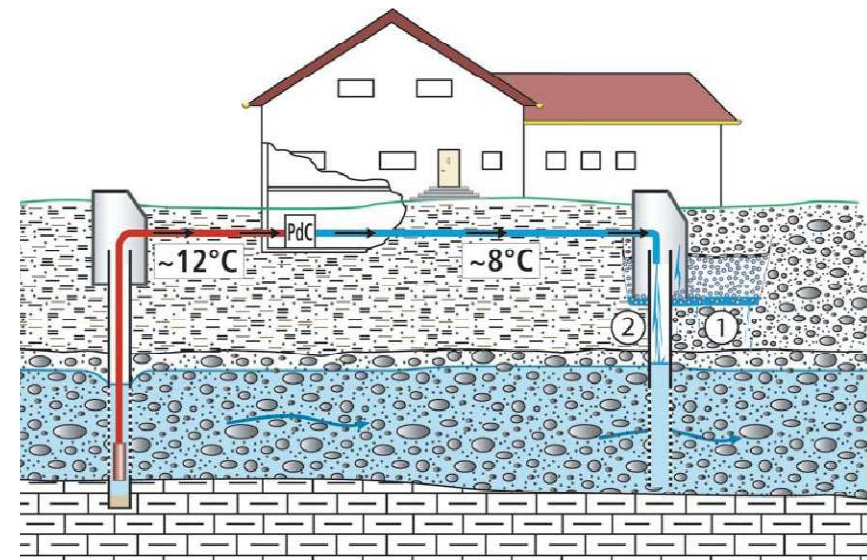


COP indicativo ottenibile per vari tipi di pompa di calore in funzione della zona climatica

Uso di sorgenti geotermiche a bassa entalpia



Riscaldamento di un'abitazione familiare con una sonda geotermica accoppiata ad una pompa di calore



Pozzo di prelievo

Pozzo di restituzione

Uso di sorgenti geotermiche a bassa entalpia

- ✓ Gli **extra-costi** sono molto variabili, ma mediamente si aggirano intorno ad **1/3 del costo** dell'impianto tradizionale, in buona misura dovuti alle opere di posa delle tubazioni esterne.
- ✓ Per sonde orizzontali è necessaria in media una superficie di terreno pari a 2÷2,5 volte l'area netta da riscaldare, per il solo riscaldamento, o 3÷3,5 volte l'area netta da riscaldare se è previsto anche il raffrescamento estivo; il costo per la posa delle tubazioni è dell'ordine di **20-40 € per m² di terreno da sbancare** (rif.: area di 1.000 m², profondità di 2,5 m, posa in trincee).
- ✓ Per sonde verticali, il costo è compreso tra **40 e 65 € per metro di profondità** (tubi a U o a doppia U).



- ✓ Per il funzionamento in pompa di calore, l'investimento può essere interessante, in climi rigidi.
- ✓ Per il funzionamento in raffrescamento, l'investimento può essere interessante soprattutto in climi torridi e/o in presenza di richieste frigorifere di durata annua particolarmente significativa.

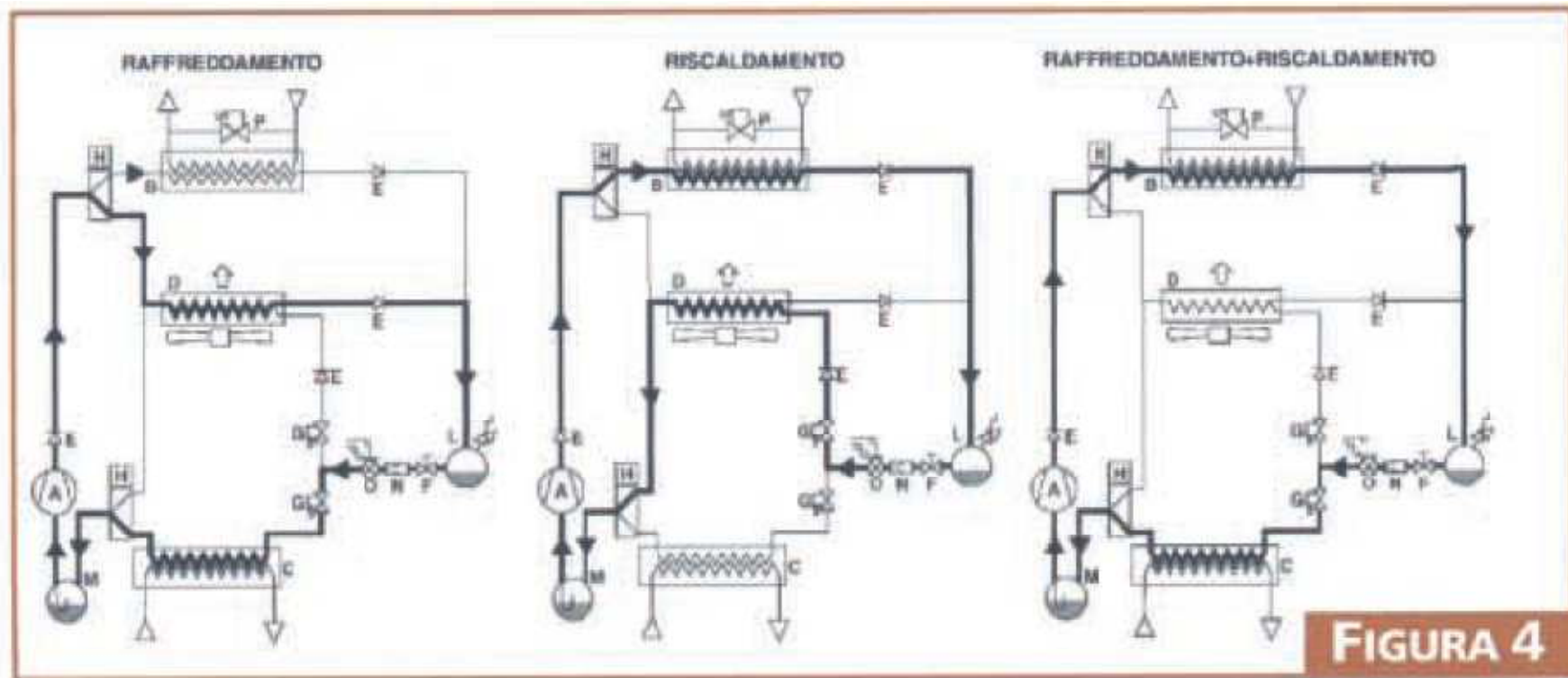
Pompe di calore/gruppi frigoriferi elettrici: miglioramento dell'efficienza

Ulteriori possibilità di risparmio energetico:

- ✓ recupero del calore di condensazione in estate (sistemi "polivalenti", a quattro/sei tubi) per la produzione di ACS e/o il post-riscaldamento;
- ✓ per piccole e medie taglie, valutabile l'impiego di sistemi a espansione diretta del tipo Variable Refrigerant Volume, **VRV**, o Variable Refrigerant Flow, VFR.

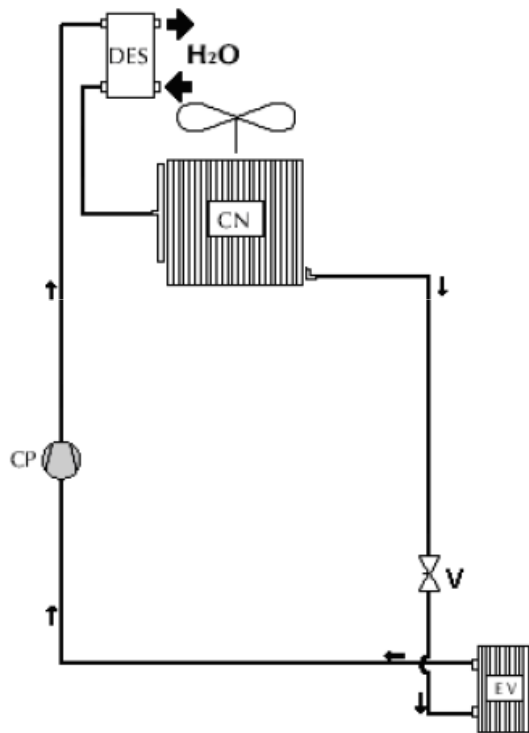
Sistemi polivalenti a recupero termico

- ✓ Durante la produzione di energia frigorifera, in presenza di una richiesta termica il calore di condensazione non viene dissipato in ambiente ma utilizzato per la copertura di tale fabbisogno
- ✓ Sono quindi presenti tre batterie di scambio termico: due con l'utenza, una con l'ambiente esterno



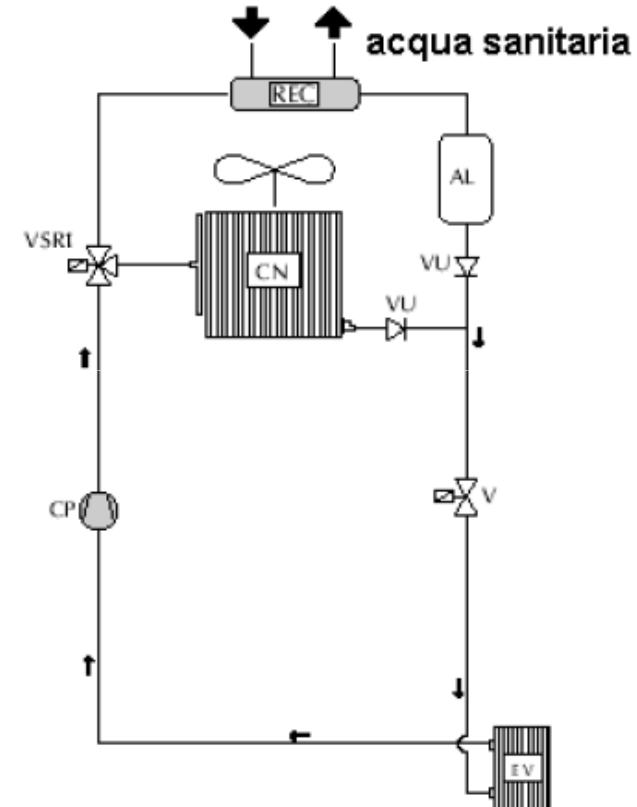
Sistemi polivalenti a recupero termico

Schema con recuperatore in serie al condensatore (meno energia, a T media più elevata)



CP: Compressore;
DES: Desurriscaldatore (recuperatore parziale);
CN: Condensatore;
V: Valvola di laminazione;
EV: Evaporatore.

Schema con recuperatore in parallelo al condensatore (più energia, a T media più bassa)

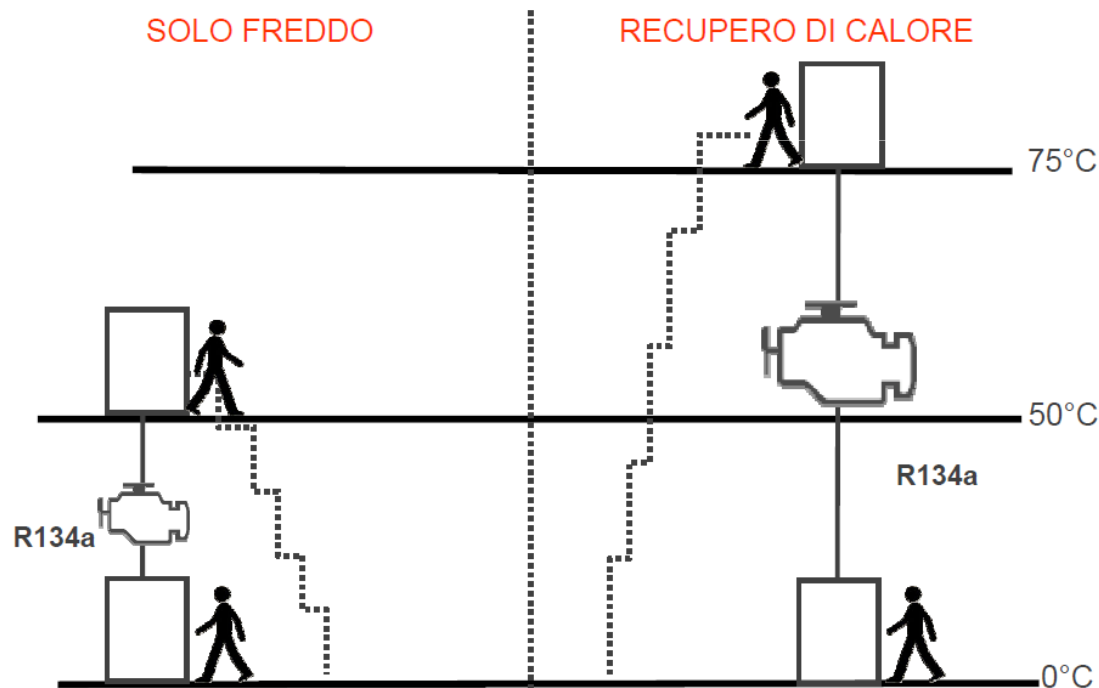


CP: Compressore;
REC: Recuperatore totale;
VSR1: Valvola a tre vie (devia sul recuperatore quando c'è richiesta di acqua calda sanitaria);
CN: Condensatore;
AL: Accumulatore di refrigerante liquido (riceve il liquido in eccesso quando il fluido passa dal recuperatore);
VU: Valvola di ritegno;
V: Valvola di laminazione;
EV: Evaporatore.

Sistemi polivalenti a recupero termico

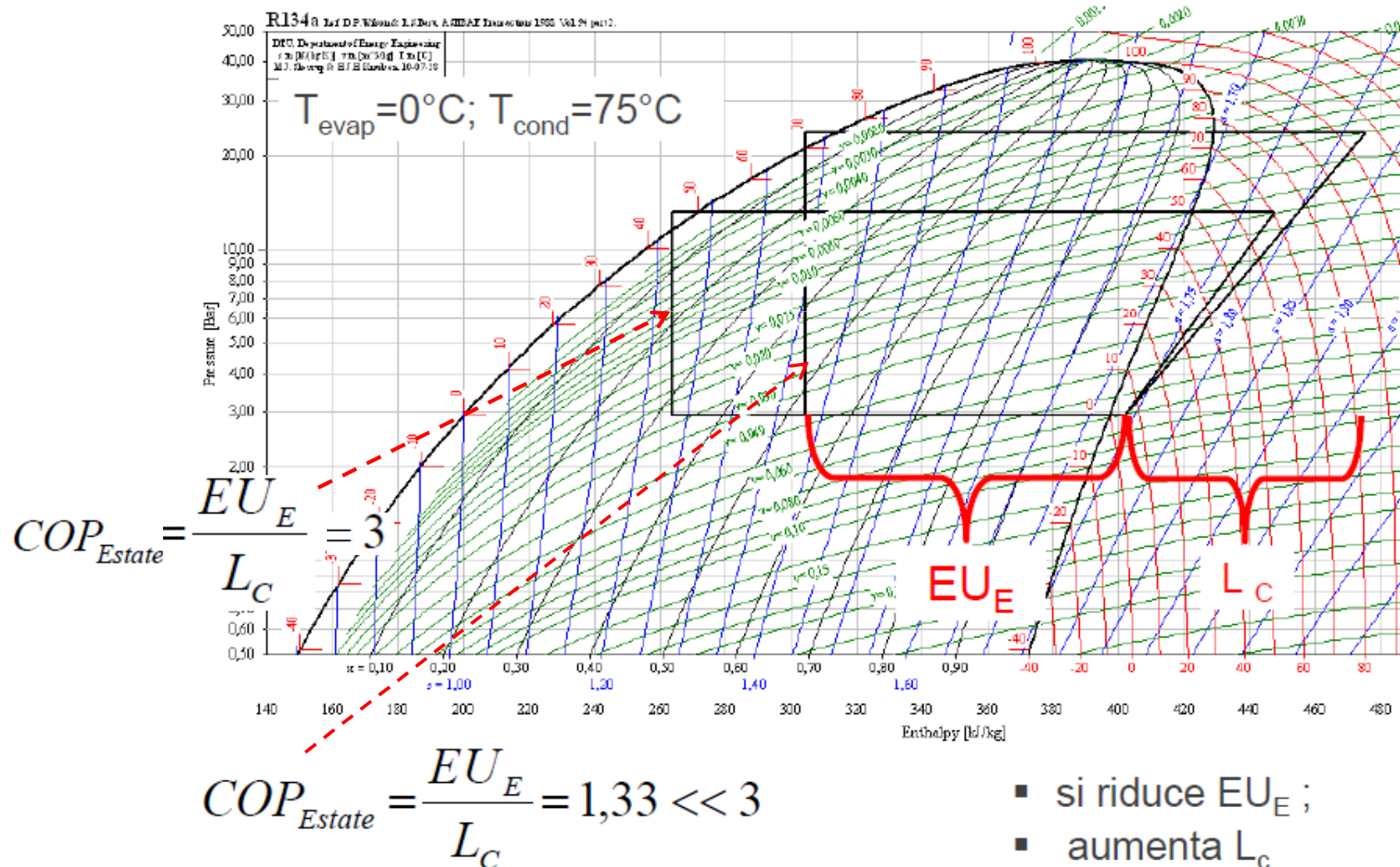
Possibili inconvenienti:

- ✓ **innalzamento della temperatura** (e quindi della pressione) di **condensazione** per garantire un recupero termico alla temperatura desiderata (ad ex., per produrre acqua calda sanitaria, ACS, a 60 °C, in funzione antilegionella)
- ✓ continua **oscillazione della pressione di condensazione** in presenza di carichi termici molto variabili

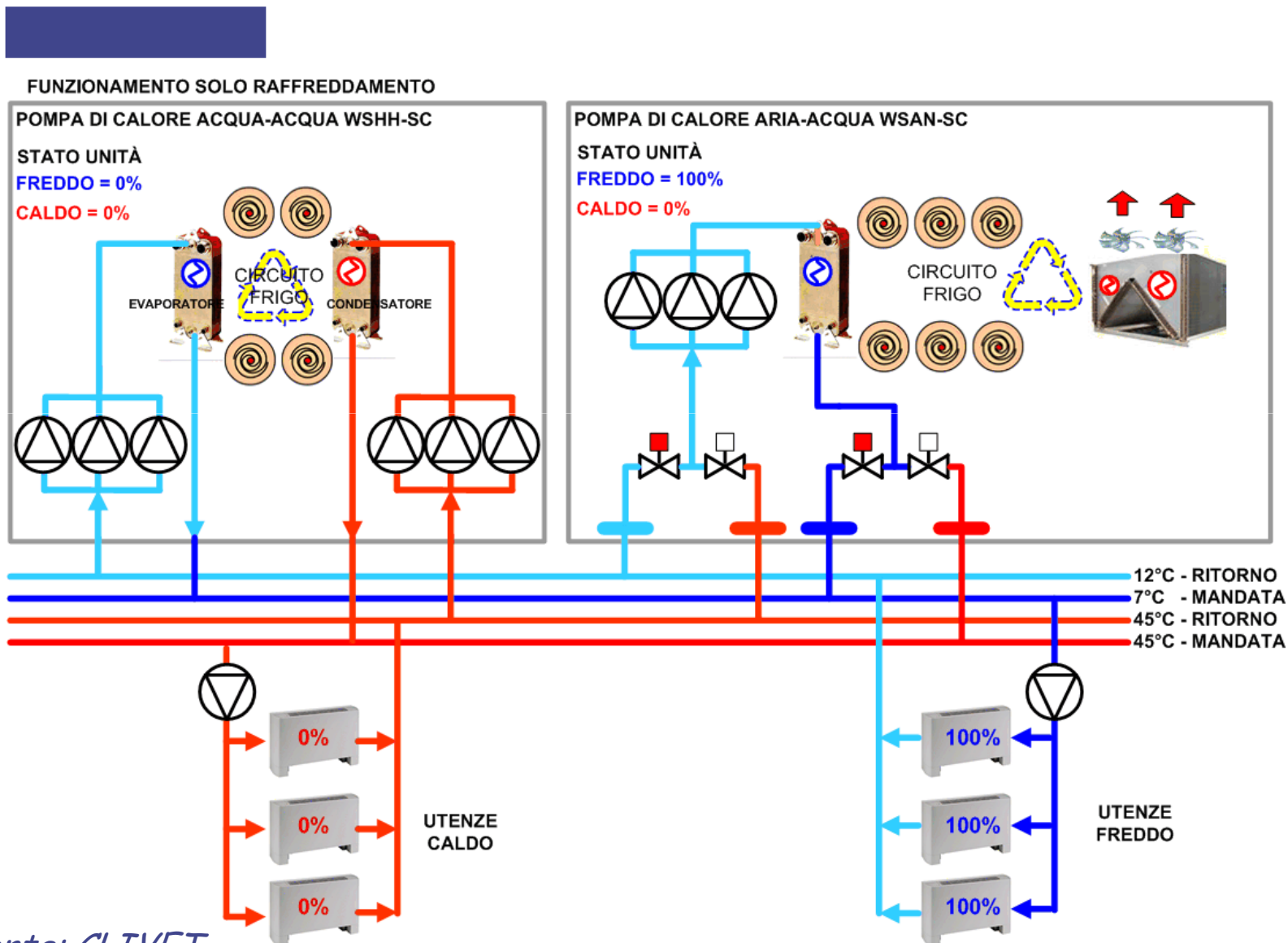


Sistemi polivalenti a recupero termico

... nell'esempio, si evidenzia come, per una macchina tradizionale, passando da una temperatura di condensazione di 50 °C ad una di 75 °C, per poter produrre ACS a 60 °C dal recupero del calore di condensazione, il COP frigo si riduca sensibilmente...

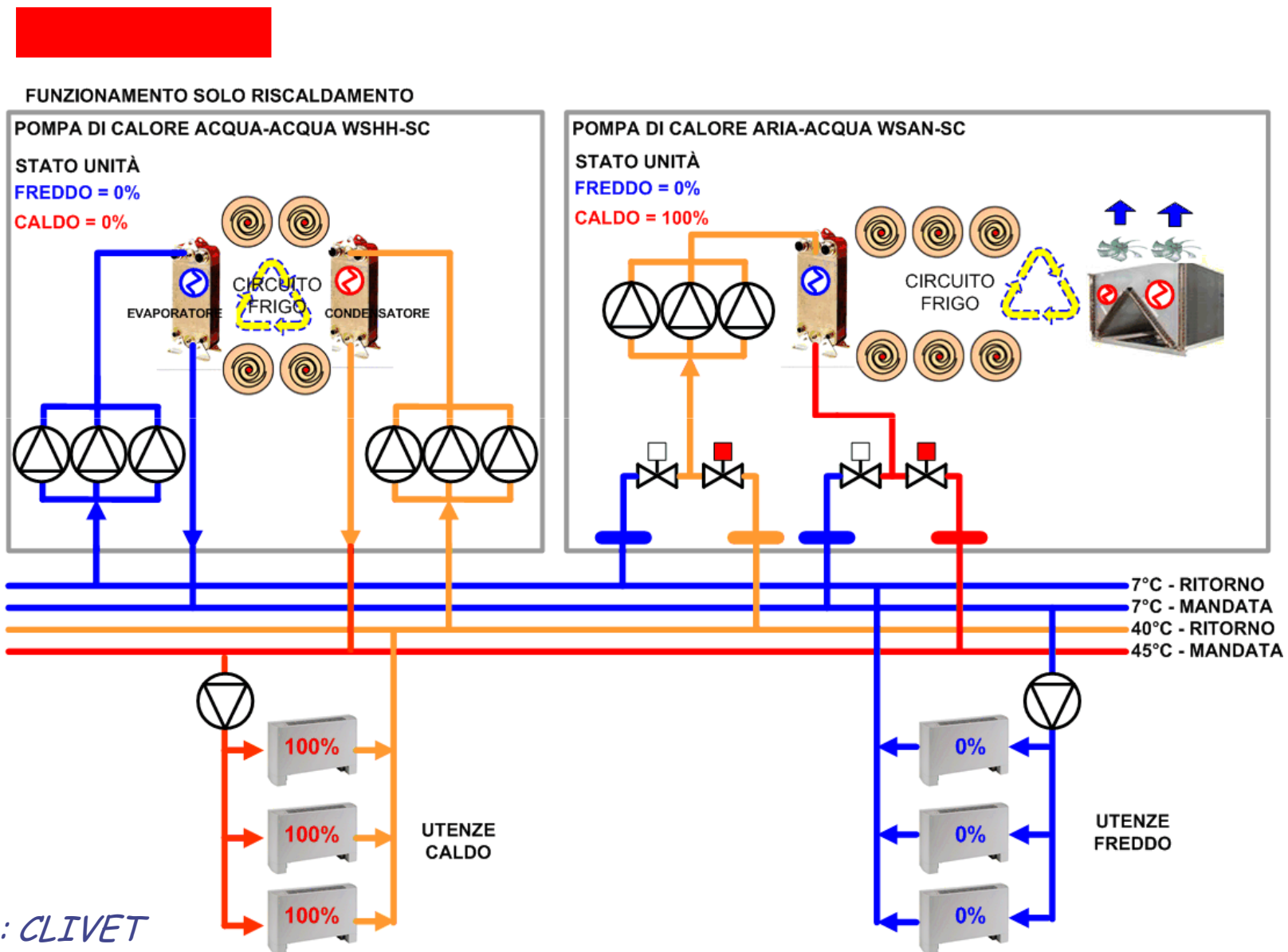


Sistemi polivalenti con impianti misti aria-acqua e acqua-acqua



Fonte: CLIVET

Sistemi polivalenti con impianti misti aria-acqua e acqua-acqua

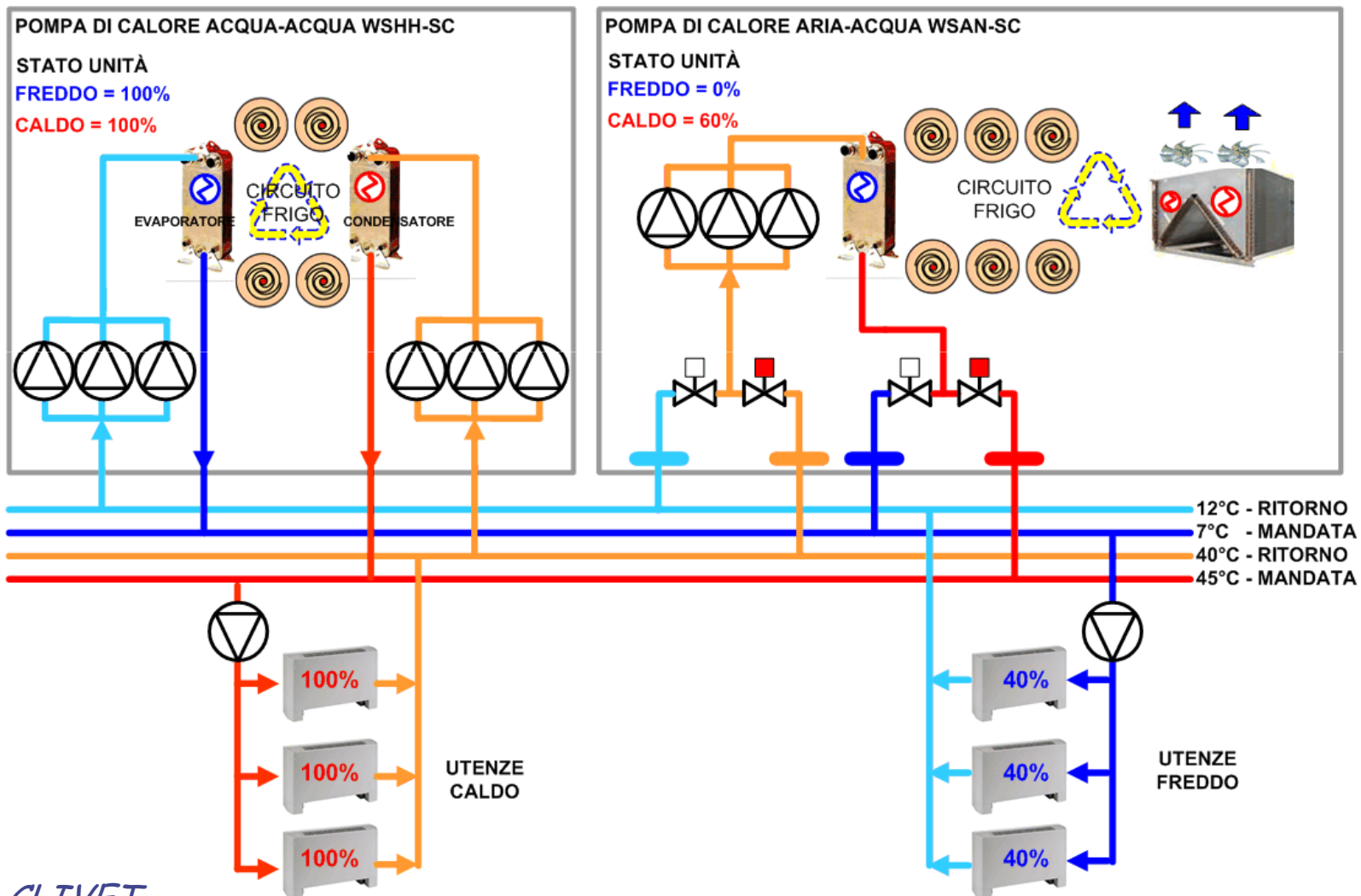


Fonte: CLIVET

Sistemi polivalenti con impianti misti aria-acqua e acqua-acqua



FUNZIONAMENTO RISCALDAMENTO + RAFFREDDAMENTO



Fonte: CLIVET

Sistemi polivalenti con impianti misti aria-acqua e acqua-acqua

- ✓ Nel funzionamento tradizionale ("solo freddo" o "solo caldo"), la macchina acqua-acqua è ferma
- ✓ In presenza di richieste contemporanee di energia termica e frigorifera, viene attivata la macchina acqua-acqua, con priorità di funzionamento; la macchina aria-acqua, se necessario, fornisce l'energia termica o frigorifera residua non erogata da quella acqua-acqua.
- ✓ La macchina acqua-acqua va quindi dimensionata sul massimo carico frigorifero che si può registrare in contemporanea ad un carico termico (o viceversa, a seconda di quale sia la condizione più sfavorevole).

Sistemi con cuscinetti a levitazione magnetica e controllo continuo della velocità



TECS-HF 1AI - 4AS

Refrigeratori di liquido condensati ad acqua

CON COMPRESSORI CENTRIFUGHI OIL FREE

Water cooled liquid chillers

WITH CENTRIFUGAL COMPRESSORS OIL-FREE



tecs-hf

MODELLI - MODELS		1AI	1AN	1AS	2AI	2AN	2AS	3AI	3AN	3AS	4AI	4AN	4AS
TECS - HF													
Potenza frigorifera - <i>Cooling capacity</i> ①	kW	224	269	314	449	539	627	673	809	941	898	1079	1256
Potenza assorbita - <i>Total Power input</i> ①	kW	42,1	53	67,6	84,2	106	135	126	159	203	168	212	270
EER totale - <i>EER Total</i> ①	kW	5,3	5,1	4,6	5,3	5,1	4,6	5,3	5,1	4,6	5,3	5,1	4,6

Impianti Variable Refrigerant Volume (VRV) o Variable Refrigerant Flow (VRF)

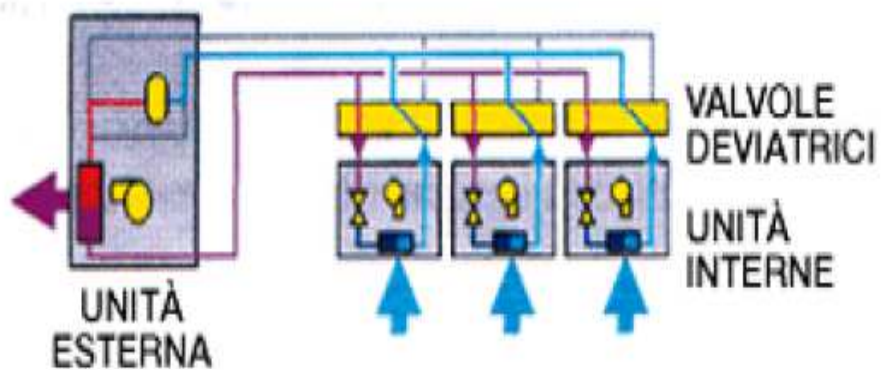
- ✓ Sistemi ad espansione diretta => assenza di fluido termovettore intermedio => miglioramento del COP (a parità di ogni altra condizione).
- ✓ Inoltre: regolazione della potenza frigorifera mediante modulazione della portata volumetrica del refrigerante (compressore ad **inverter**), che espande direttamente negli ambienti da servire
- ✓ Il sistema è infatti formato da una unità esterna, dotata di compressore e di batteria di scambio in grado di funzionare indifferentemente da condensatore e da evaporatore, a cui sono collegate, mediante **tre tubi** (o **due**, nelle versioni più semplici, che saranno però considerate successivamente), una serie di unità interne dotate di ventilatore, batteria di scambio, valvola termostatica elettronica e valvola di deviazione a cassetto.
- ✓ Ogni unità interna ha **una valvola di controllo del refrigerante** => controllo individuale molto efficiente della capacità termofrigorifera, attraverso il controllo del flusso di refrigerante per ogni singola unità.



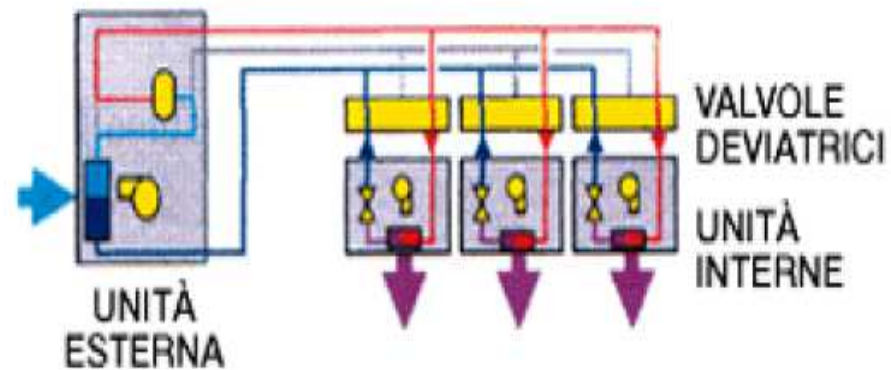
... in pratica, nel caso degli impianti a tre tubi, si tratta di un'alternativa al tradizionale "quattro tubi" a fluido intermedio con gruppi frigoriferi a recupero di calore.

Impianti VRV /VRF

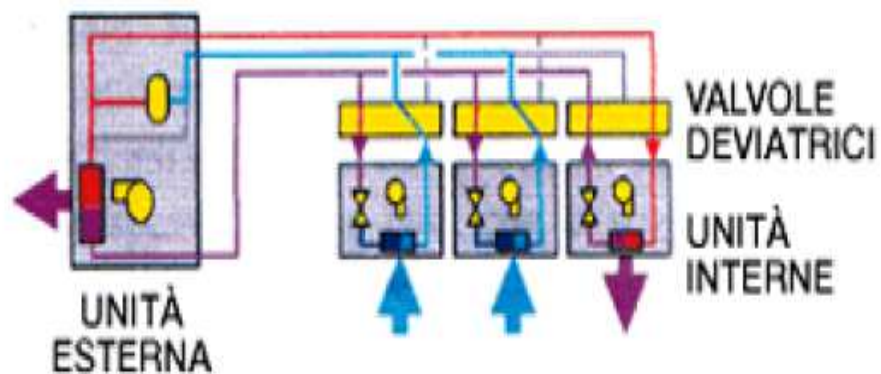
UNITÀ INTERNE TUTTE IN RAFFREDDAMENTO



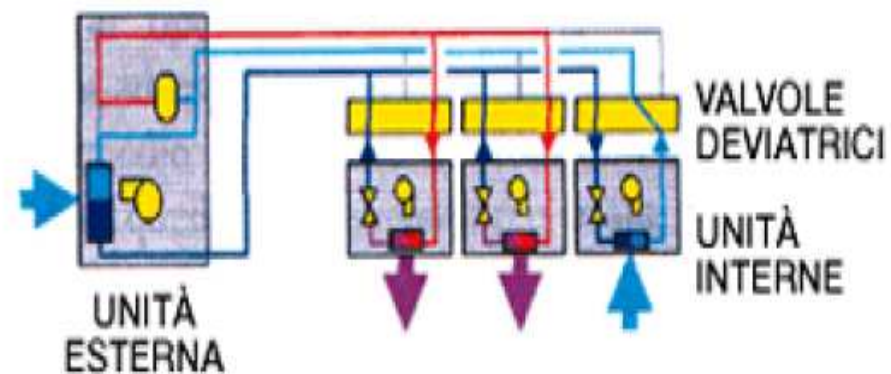
UNITÀ INTERNE TUTTE IN RISCALDAMENTO



RECUPERO ENERGIA TERMICA



RECUPERO ENERGIA FRIGORIFERA



Impianti VRV /VRF

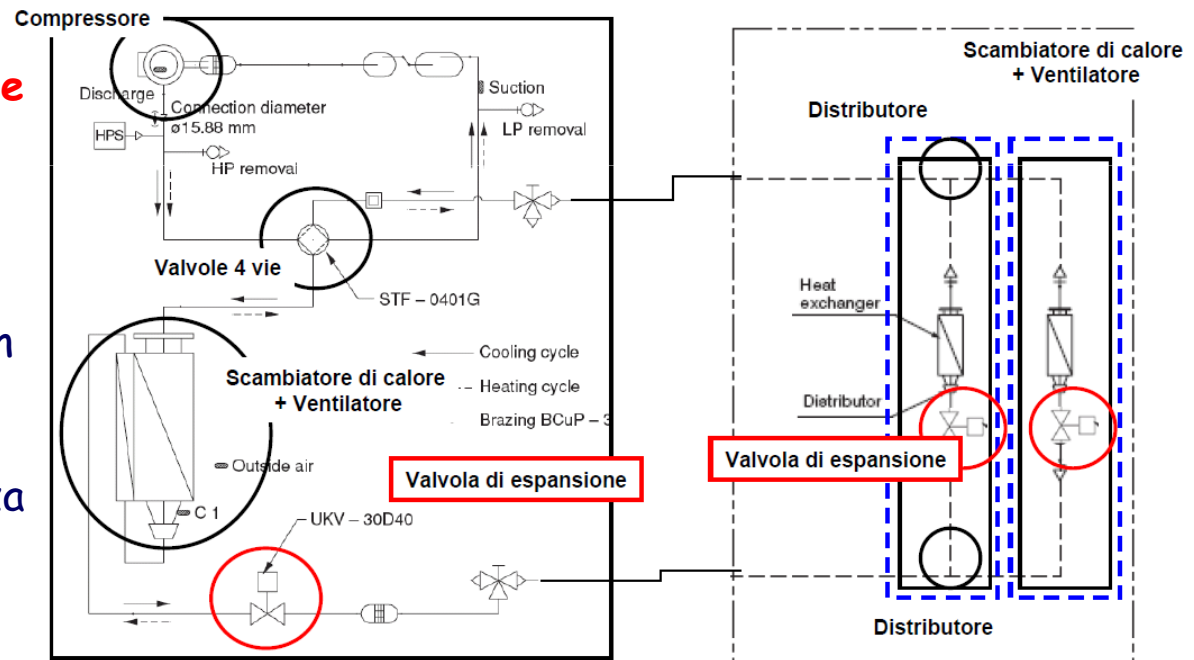
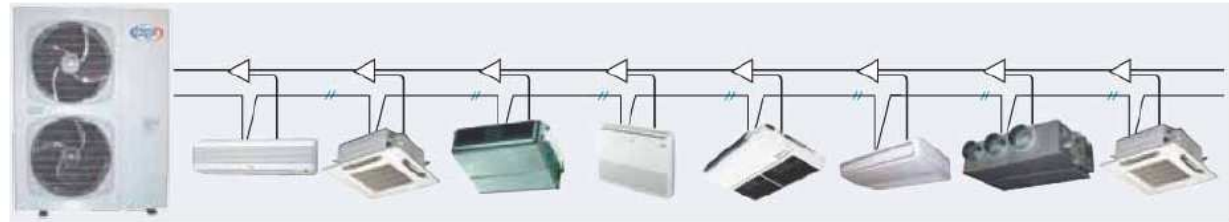
- ✓ Quando tutte le unità interne lavorano in raffreddamento l'unità esterna funge da condensatore, quelle interne da evaporatore e vengono utilizzate solamente due delle tre tubazioni.
- ✓ Qualora parte delle unità interne debbano lavorare in riscaldamento, ma il carico predominante sia quello in raffreddamento, si attua il recupero di energia termica (solo in caso di impianti a 3 tubi): il vapore surriscaldato in uscita dal condensatore viene inviato parte all'unità esterna, che funge ancora da condensatore, e parte alle unità interne in riscaldamento, attraverso il terzo tubo dell'impianto.
- ✓ Le batterie delle unità interne lavorano anch'esse da condensatore ed il liquido ad alta pressione in uscita da esse viene inviato, assieme a quello proveniente dalla batteria dell'unità esterna, alle batterie delle altre unità interne con funzione di evaporatore.

Impianti VRV /VRF

- ✓ Quando i carichi sono contrapposti, ma la predominanza è in riscaldamento, vi è il recupero di energia frigorifera (solo in caso di impianti a 3 tubi). Il vapore surriscaldato in uscita dal compressore viene inviato esclusivamente alle batterie delle unità interne, con funzione di condensatore. Il liquido attraversa le valvole termostatiche, con riduzione di pressione, e viene inviato parte alla batteria dell'unità esterna, che funge da evaporatore, e parte alle batterie delle unità in raffreddamento, per poi ricongiungersi, attraverso la terza tubazione, sulla linea di aspirazione del compressore.
- ✓ Quando, infine, tutte le unità interne lavorano in pompa di calore, il sistema torna a funzionare come un normale multisplit, impiegando due soli tubi con la batteria esterna in funzione di evaporatore e le batterie interne in funzione di condensatore.

Impianti VRV /VRF a due tubi

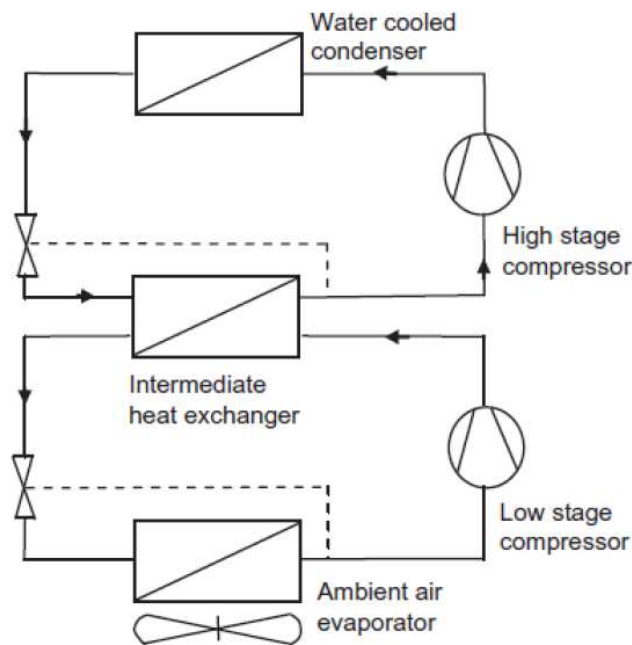
.. in questo caso, si tratta di un sistema fisicamente simile ad un multisplit, con funzionamento solo freddo o solo caldo; a differenza del multisplit, il VRV può essere dotato di **un numero molto elevato di unità interne con percorsi delle tubazioni anche molto lunghi**; inoltre, il VRV è dotato di sistemi di **regolazione avanzata** della portata di refrigerante, per ciascuna unità interna, che non sono previsti nel caso del multisplit; ulteriori vantaggi sono rappresentati dall'assenza del fluido termovettore intermedio e dalla regolazione individuale particolarmente efficiente della resa frigorifera



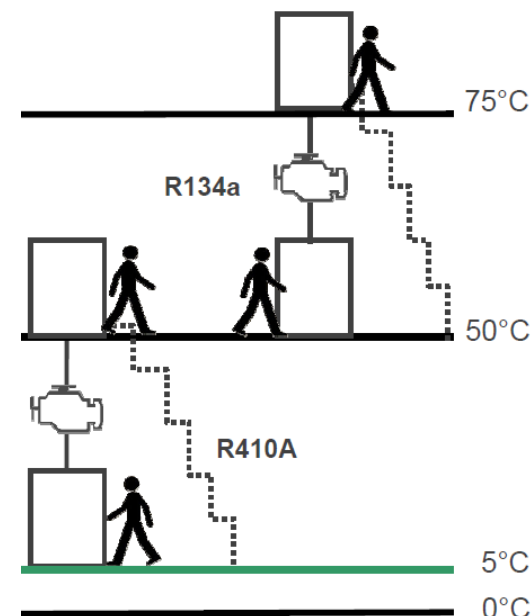
CONFRONTO CON LE MACCHINE POLIVALENTI IDRONICHE

PRINCIPALI VANTAGGI

- ✓ COP potenzialmente superiore (+10÷15%), a parità di temp. delle sorgenti
- ✓ Grande flessibilità, ottime prestazioni ai carichi parziali, riduzione ingombri
- ✓ Possibilità di recuperare energia termica a temperature anche elevate, senza incidere significativamente sul COP, in particolare con sistemi a doppio stadio (o "in cascata")



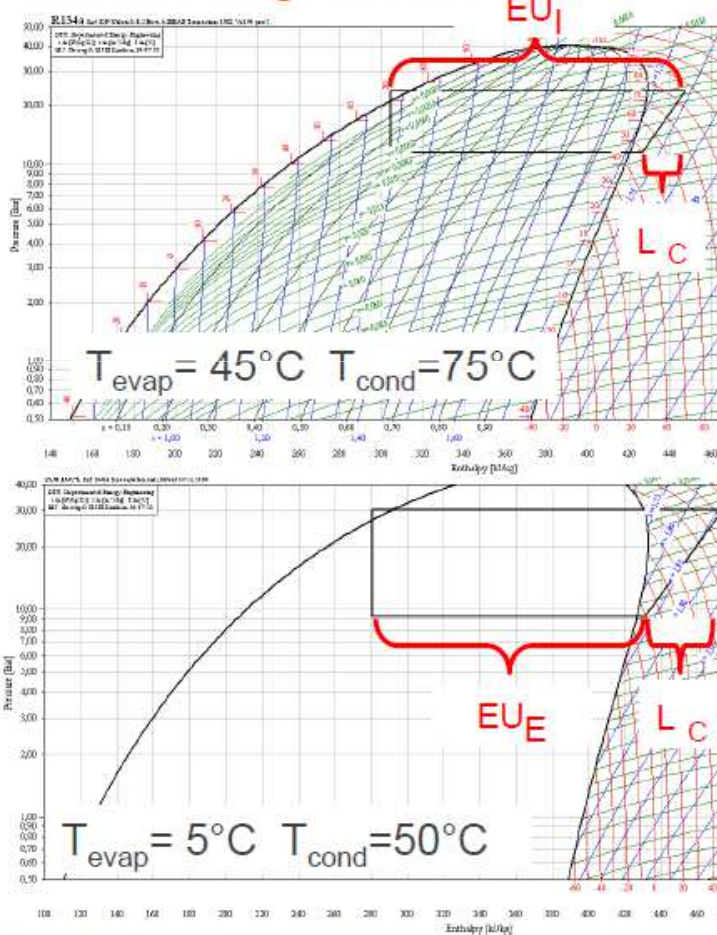
SISTEMA VRF A DOPPIO STADIO



Impianti VRV o VRF: soluzioni a doppio stadio per la produzione di ACS

Coefficient Of Performance del ciclo frigorifero VRF a doppio stadio - Regime estivo

CoolPack – Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark Nils Koppels Allé



CICLO ACS con R134a:

$$COP_{EstateACS} = \frac{EU_I}{L_C} = 6,9$$

CICLO CLIMATIZZAZIONE con R410A:

$$COP_{EstateClima} = \frac{EU_E}{L_C} = 3,5$$

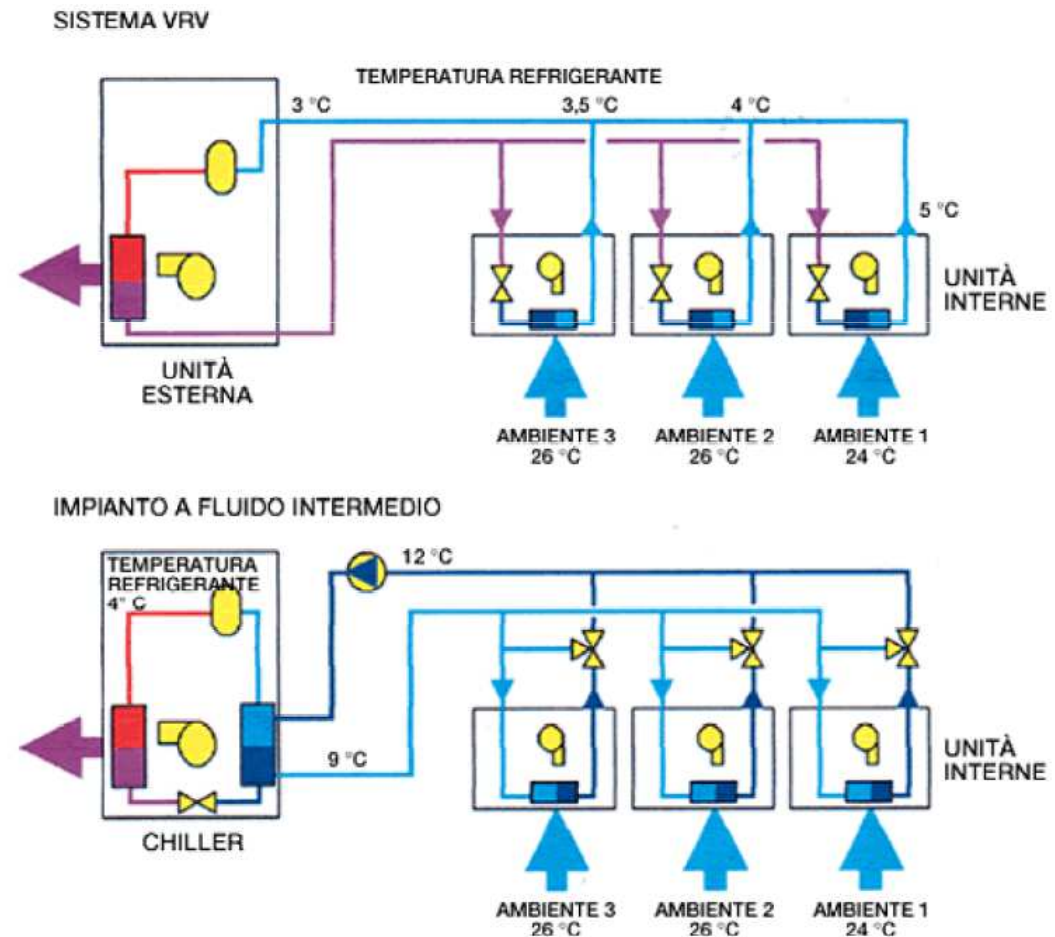
CONFRONTO CON LE MACCHINE POLIVALENTI IDRONICHE

PRINCIPALI INCONVENIENTI

- ✓ Impianti più complessi da progettare e gestire
- ✓ Limitazioni sul **numero max.** di unità interne e sulla **distanza max.** tra unità esterna ed unità interne => non è sempre detto che una macchina idronica di grande taglia sia mediamente meno efficiente di N macchine VRV di piccola taglia
- ✓ Attenzione ai **casi in cui non c'è uniformità tra i livelli termici** richiesti nei vari ambienti (v. prossima diapositiva)
- ✓ Necessità di verifiche sulla **concentrazione di refrigerante** in caso di perdite accidentali negli ambienti serviti

CONFRONTO CON LE MACCHINE POLIVALENTI IDRONICHE

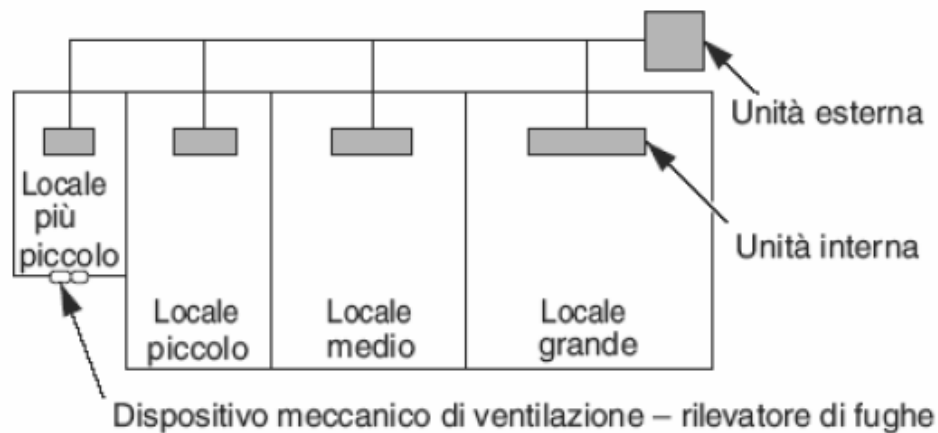
- ✓ Nel VRV, la presenza anche di **una sola utenza a T inferiore** alle altre (ad ex., un ambiente a 24 °C invece che a 26 °C) comporta un abbassamento della T di uscita da quell'ambiente (nell'esempio 5 °C, invece dei 7/8 °C che si sarebbero avuti se tutti gli ambienti serviti fossero stati a 26 °C) che si riflette su tutto l'impianto, abbassando la T di ritorno al compressore e quindi **penalizzando il COP**.



Impianti VRV /VRF

- ✓ Norma EN 378: massima concentrazione ammissibile di gas refrigerante (R410A) in caso di perdita nelle tubazioni di distribuzione: $0,44 \text{ kg/m}^3$
- ✓ E' necessario verificare che, in caso di fuga di tutto il gas contenuto nell'impianto, non venga saturato il locale più piccolo oltre il valore limite.
- ✓ Nel caso tale condizione non possa essere rispettata, è necessaria l'installazione di un dispositivo di rilevazione di fughe.

$$\frac{\text{Quantità totale di refrigerante (Kg)}}{\text{Volume minimo dell'ambiente di installazione (m}^3\text{)}} < 0,44 \text{ kg/m}^3$$



Pompe di calore/gruppi frigoriferi elettrici: alcune considerazioni riepilogative

- ✓ Si deve sempre cercare di lavorare tra sorgenti termiche con **la minima differenza di temperatura possibile**;
- ✓ l'impiego, in estate, di acqua di torre è certamente opportuno, in particolare per potenze elevate (oltre i 1000 kW): il costo dell'impianto è maggiore di circa il 20%, ma il COP medio può essere dal 50 al 100% più elevato;
- ✓ l'impiego di **inverter** comporta maggiori investimenti dell'ordine del 25%, mentre per un "dual compressor" il "delta" è del 10% circa: per sistemi da non parzializzare eccessivamente, può essere una valida alternativa;
- ✓ i sistemi **polivalenti** sono validi quando ci sono importanti richieste contemporanee di energia frigorifera e calore a bassa temperatura (post-riscaldamento, acqua calda sanitaria);
- ✓ come alternativa ai polivalenti idronici classici, i sistemi **VRV** (o VRF) possono essere interessanti, soprattutto per impianti di piccola e media taglia (< 1 MWf); in altri casi, va valutata la convenienza .

Pompe di calore e macchine frigorifere a compressione di vapore ad azionamento elettrico (EHP): calcolo delle prestazioni stagionali

() I concetti presentati, sebbene collocati nella sezione dedicata alle macchine elettriche, sono validi anche per quelle con ad azionamento termico, che saranno trattate successivamente, fermo restando, ovviamente, il diverso legame funzionale tra COP e temperature delle sorgenti, nonché il diverso comportamento a carico parziale di queste macchine rispetto alle EHP.*

Calcolo del COP medio stagionale di pompe di calore e macchine frigorifere

METODO CONVENZIONALE SEMPLIFICATO: indice ESEER - European Seasonal Energy Efficiency Ratio (Rif.: Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioner)

Parametri per ESEER / parameters (Eurovent)

Gradini di potenza Capacity steps [%]	Pesi Weighting coefficients [%]
100	3 (1)
75	33 (42)
50	41 (45)
25	23 (12)

Valori tra parentesi/ values in brackets → ARI550/590

Si calcola, partendo dai dati forniti dal costruttore, la media pesata dei COP (detti anche EER, per le macchine frigorifere) in corrispondenza di 4 valori prestabiliti del fattore di carico (ad ogni valore corrispondono temperature prefissate convenzionalmente di ingresso acqua - o aria - al condensatore, nelle quali il costruttore esegue le prove per la determinazione del COP)

Calcolo ESEER / calculation

$$\text{ESEER} = 0.03 \times \text{EER}_{100\%} + 0.33 \times \text{EER}_{75\%} + 0.41 \times \text{EER}_{50\%} + 0.23 \times \text{EER}_{25\%}$$

Temperatura uscita acqua °C	6,7 costante			
Delta t pieno carico	5			
Carico (%)	100	75	50	25
	Refrigeratore condensato ad acqua			
Temperatura acqua al condensatore	30	26	22	18
	Refrigeratore condensato ad aria			
Temperatura aria al condensatore	35	30	25	20



Calcolo del COP medio stagionale di pompe di calore e macchine frigorifere

METODO DETTAGLIATO (UNI-TS 11300)

1. Si suddivide il periodo di calcolo in intervalli di tempo da usare per il calcolo, in base ad opportune fasce di temperatura indicate dalla norma ("bin" - rif. EN 15316-4-2; di solito, l'intervallo è di 1 °C)
2. Si ripartisce ogni intervallo di calcolo fra i modi di funzionamento (riscaldamento, sanitario, misto)
3. Si precede al calcolo dell'impianto, dell'energia richiesta e delle temperature della sorgente esterna, per ogni intervallo di calcolo definito
4. Nel caso delle pompe di calore, si valuta l'energia erogabile dalla macchina (il saldo va attribuito al sistema di backup: caldaie od altri generatori di calore)
5. Si valuta il COP per ogni intervallo, tenendo conto:
 - delle temperature delle sorgenti (sorgente fredda e fluido termovettore)
 - del fattore di carico della macchina

(a tale scopo, si usano, se disponibili, i dati del costruttore, o in alternativa i modelli illustrati nel seguito, con riferimento al caso delle pompe di calore)
6. Si calcola l'energia primaria richiesta per ogni intervallo di tempo.
8. Si moltiplicano i risultati di ogni singolo bin per il rispettivo numero di ore e si calcola la sommatoria => fabbisogno complessivo di energia primaria.

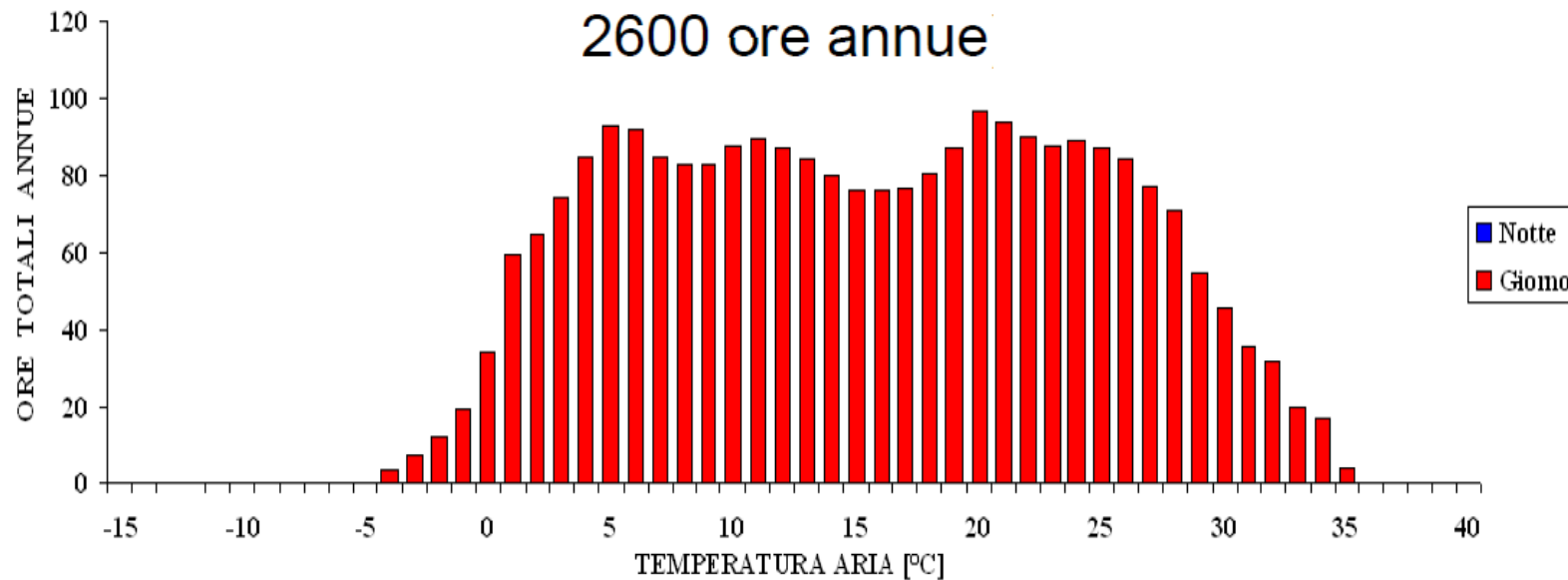
Calcolo del COP medio stagionale di pompe di calore e macchine frigorifere: esempio numerico

- ✓ Quando sono disponibili informazioni dettagliate sulle prestazioni della macchina in varie condizioni di esercizio (varie temperature delle sorgenti, vari fattori di carico), è possibile un'analisi piuttosto accurata, come quella che si presenta di seguito.

DATI CLIMATICI

MILANO UFFICI

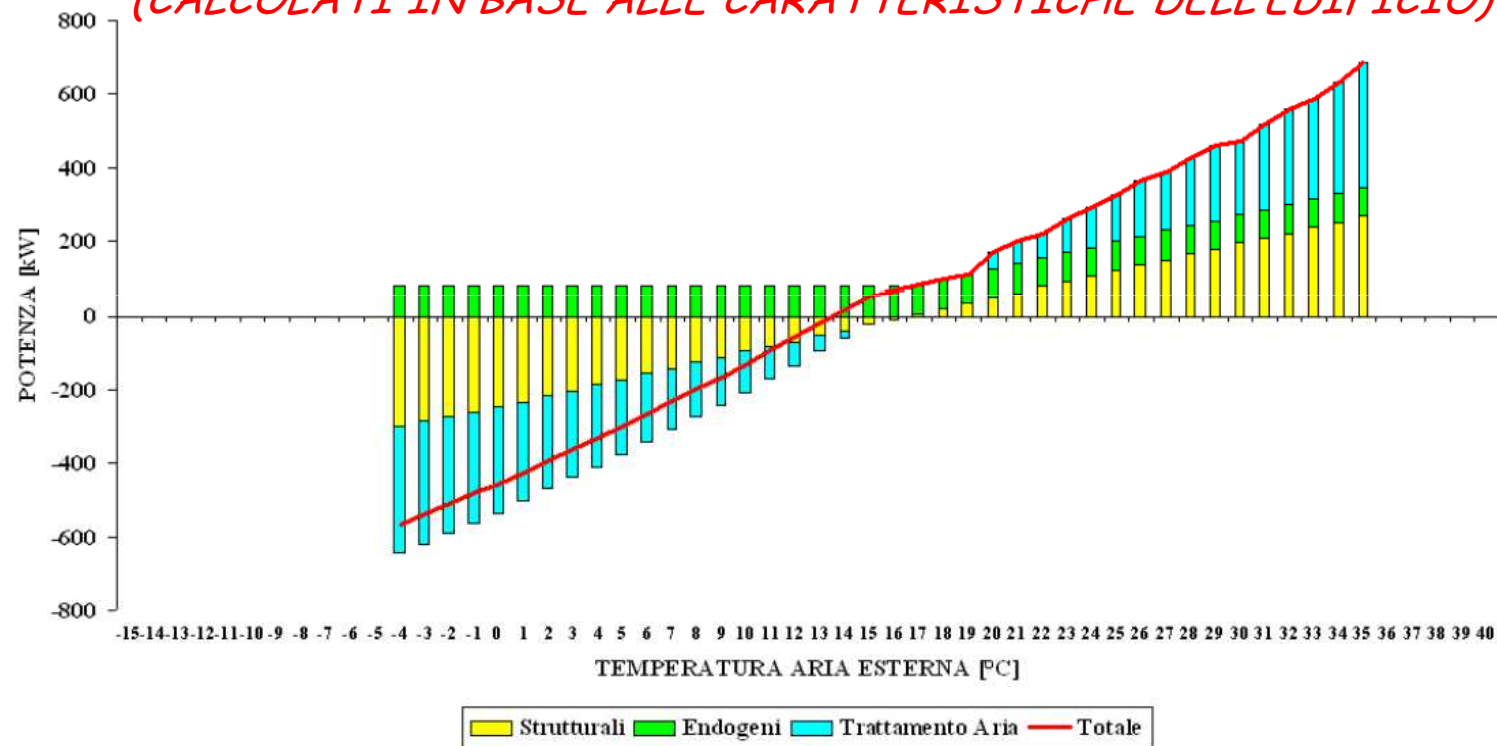
2600 ore annue



Calcolo del COP medio stagionale di pompe di calore e macchine frigorifere: esempio numerico

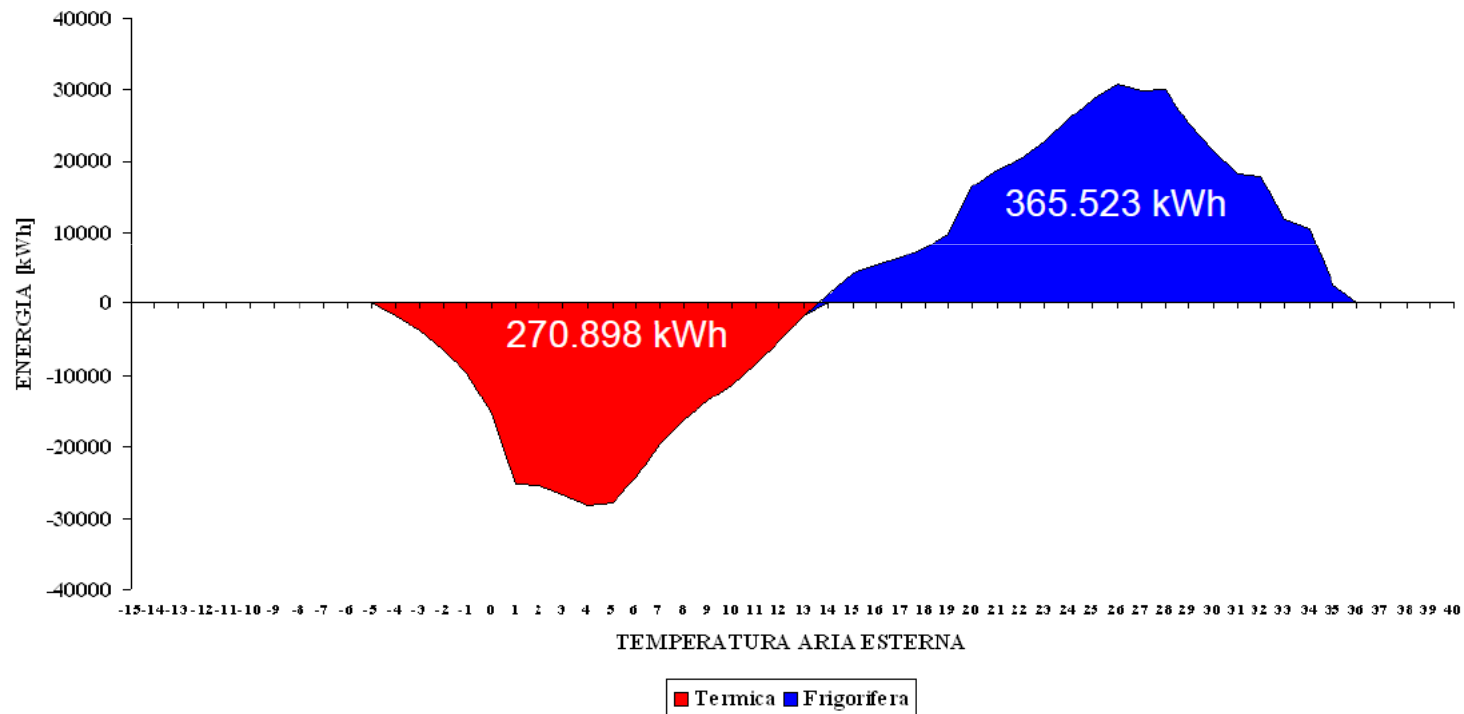
CARICHI TERMICI

(CALCOLATI IN BASE ALLE CARATTERISTICHE DELL'EDIFICIO)



Calcolo del COP medio stagionale di pompe di calore e macchine frigorifere: esempio numerico

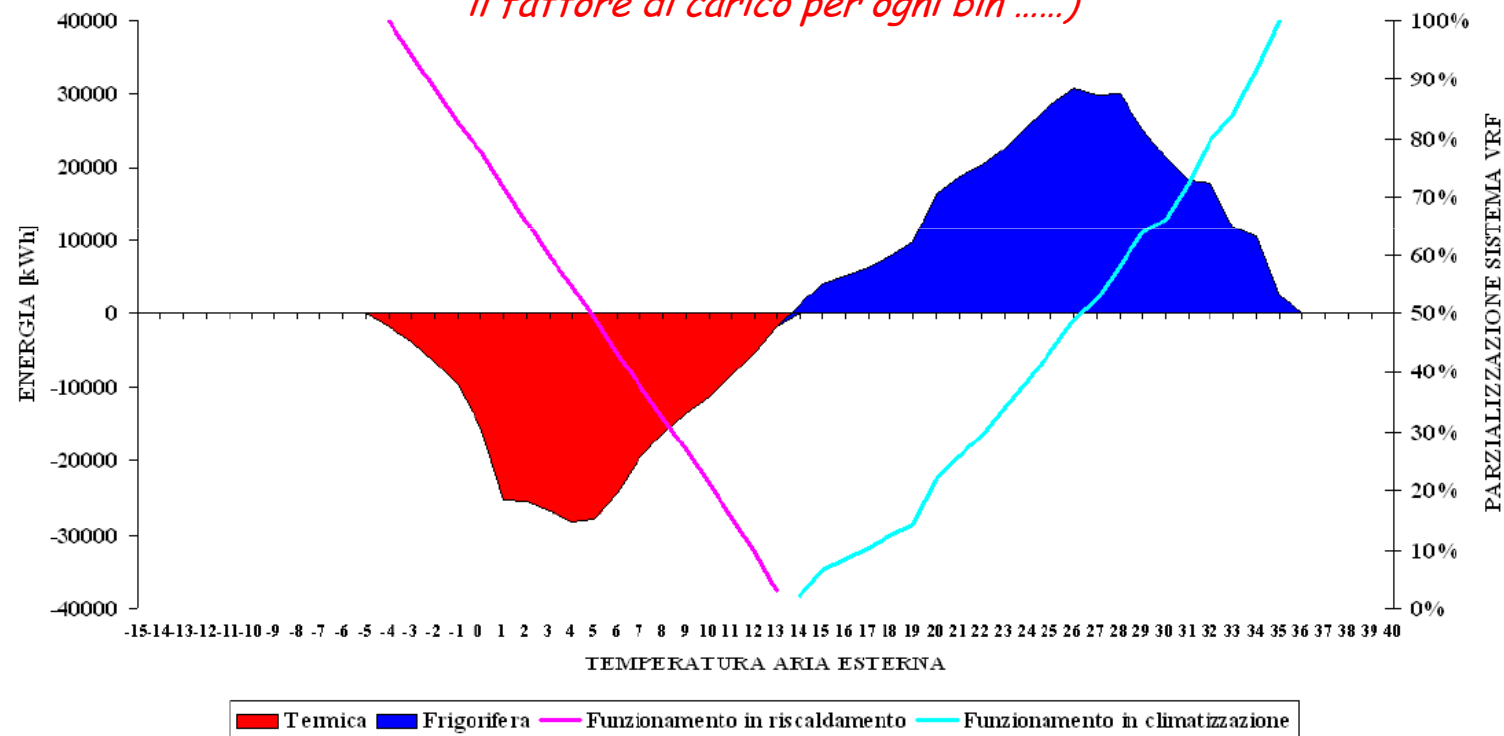
ENERGIA TOTALE RICHIESTA
(per ogni BIN, si moltiplica la potenza per il numero di ore)
636.421 kWh



Calcolo del COP medio stagionale di pompe di calore e macchine frigorifere: esempio numerico

PARZIALIZZAZIONE SISTEMA

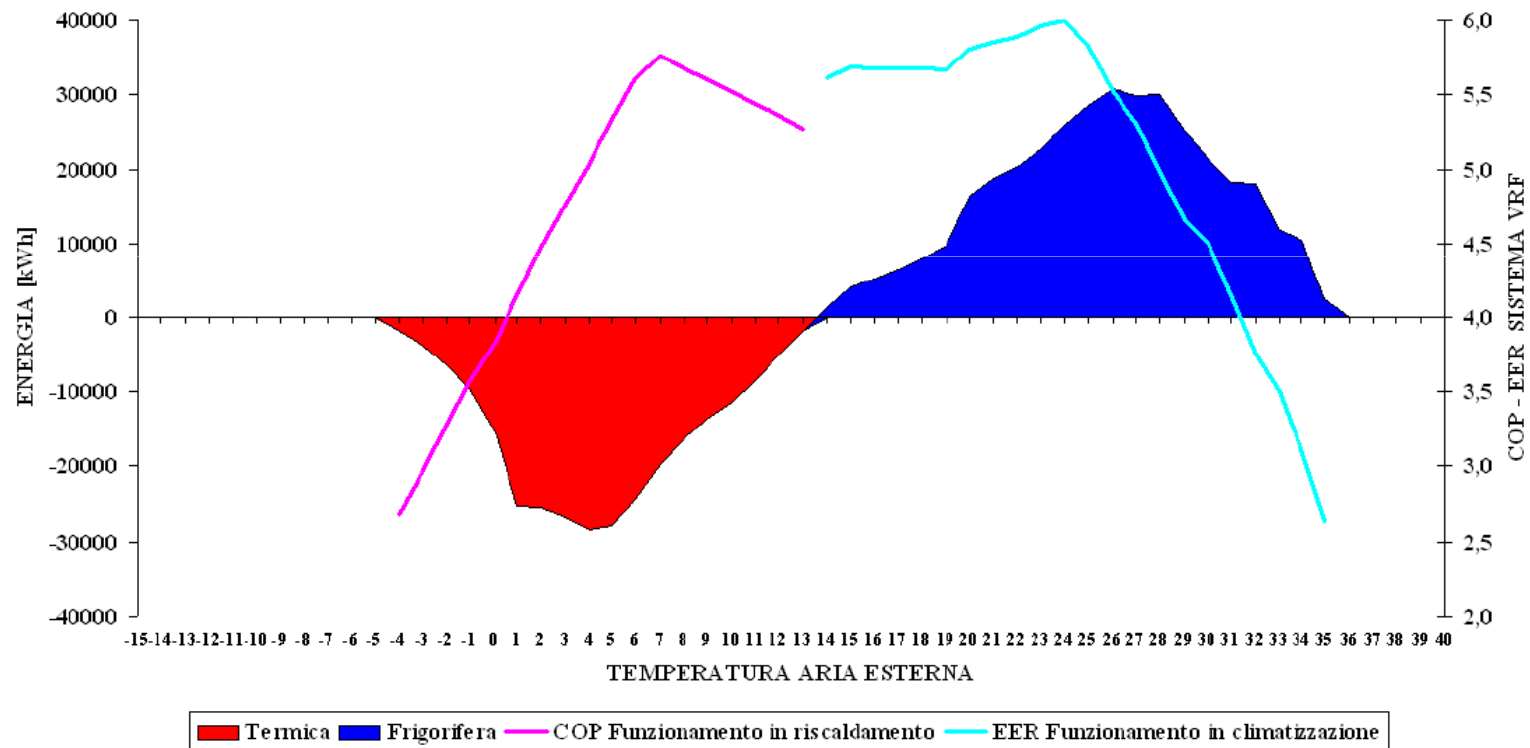
(una volta scelta la macchina, rimangono definite le due curve caratteristiche inverno/estate, e quindi si può calcolare il fattore di carico per ogni bin)



Calcolo del COP medio stagionale di pompe di calore e macchine frigorifere: esempio numerico

EFFICIENZA SISTEMA

(...e quindi la relativa efficienza)

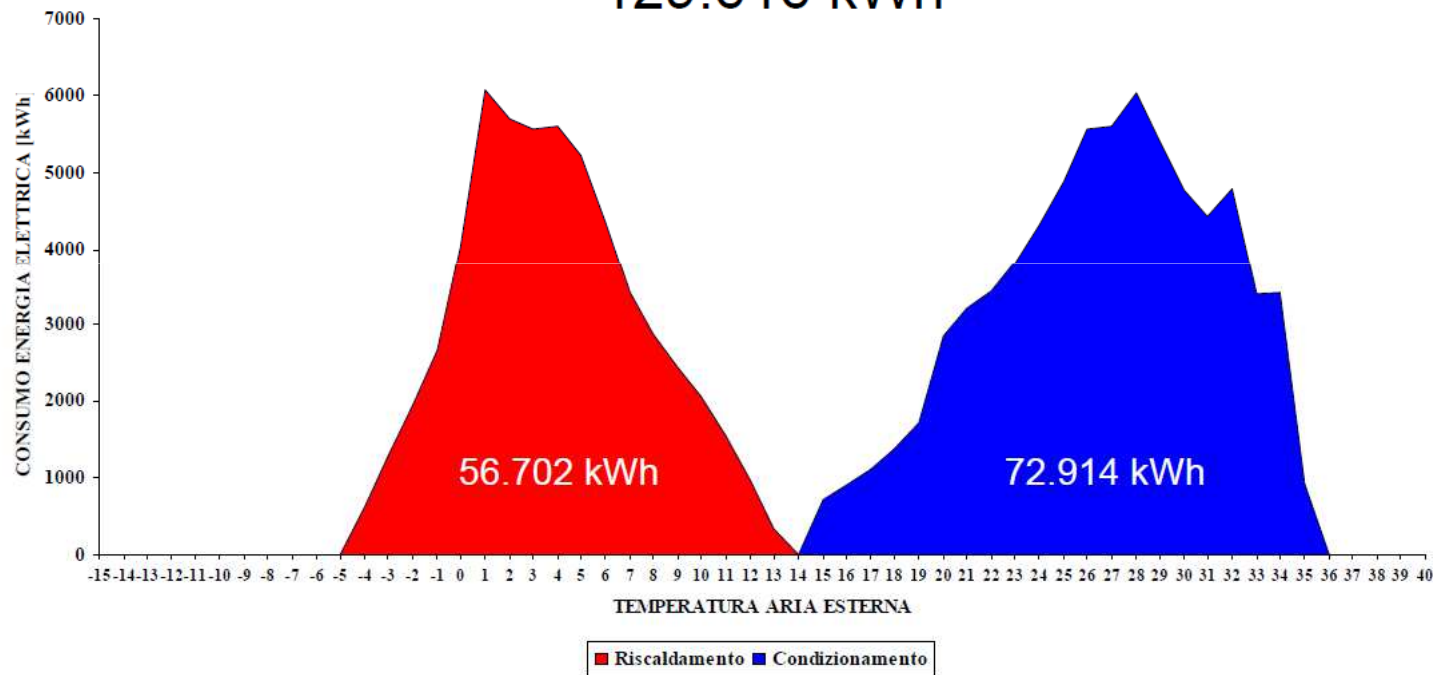


Calcolo del COP medio stagionale di pompe di calore e macchine frigorifere: esempio numerico

CONSUMO ENERGIA ELETTRICA

(Per ogni bin, $E_{res}/COP = E_{elettrica\ consumata}$)

129.616 kWh



Calcolo del COP medio stagionale di pompe di calore e macchine frigorifere: esempio numerico

CALCOLO RINNOVABILI

$$SPF_{PdC} = \frac{E_{PdC}}{EE_{PdCC}} = \frac{270.898}{56.702} = 4,78$$

$$E_{Res} = E_{PdC} \left(1 - \frac{1}{SPF_{PdC}} \right) = 270.898 \left(1 - \frac{1}{4,78} \right) = 214.225 \text{ kWh}$$

Fabbisogno Totale [kWh]		636.421
Prodotta PdC [kWh]	270.898	
SPFpdc	4,78	
Rinnovabile Totale [kWh]		214.225
Percentuale en. rinnovabile		33,7%

Calcolo del COP medio stagionale delle pompe di calore: metodo approssimato

- ✓ Quando non sono disponibili informazioni dettagliate sulle prestazioni della macchina in varie condizioni di esercizio (temperature delle sorgenti, fattori di carico < 1), si devono usare metodi di caratterizzazione alternativi, ad ex.: metodologia prUNI TS 11300-4, di seguito descritta
- ✓ Nell'ipotesi di ciclo *endoreversibile*, il COP è il seguente:

$$COP_{max} = \frac{\theta_c + \Delta\theta_{int} + 273,15}{(\theta_c + \Delta\theta_{int}) - (\theta_f + \Delta\theta_{ext})}$$

dove :

θ_c = temperatur a associata al serbatoio caldo [°C]

θ_f = temperatur a associata al serbatoio freddo [°C]

$\Delta\theta_{int}, \Delta\theta_{ext}$ = differenze di temperatura negli scambiatori [°C]

I valori tipici dei salti termici sugli scambiatori di pompe di calore operanti con fluidi intermedi sono:

Fluido termovettore	$\Delta\theta_{int}[K]$	$\Delta\theta_{ext}[K]$
Aria	+ 5	-15
Acqua	+5	-10

(al momento, però, la prUNI TS 11300-4 suggerisce $\Delta T = 0!$)

- ✓ Per quantificare lo scostamento tra le prestazioni reali e le massime teoriche si può associare alla pompa di calore un rendimento exergetico, così definito:

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_{max}}$$

Calcolo del COP medio stagionale delle pompe di calore: metodo approssimato

Le prestazioni delle pompe di calore dipendono:

- dalla temperatura del serbatoio freddo θ_f
- dalla temperatura del serbatoio caldo θ_c
- dalla presenza o meno di scambiatori intermedi per il trasferimento del calore tra la pompa di calore ed i serbatoi

E' importante per il progettista disporre di **dati prestazionali della pompa di calore ottenuti a pieno carico ma riferiti a diverse condizioni di lavoro** così da poter prevedere come le prestazioni della pompa possano variare dell'intera stagione.

Il costruttore deve mettere a disposizione del progettista per la caratterizzazione di una pompa di calore funzionante **a pieno carico**:

- la **potenza termica** utile erogata
- il **COP** (oppure la potenza assorbita dalla pompa di calore)

La norma prUNI TS 11300-4 per uniformare le informazioni sulle pompe di calore in commercio, suggerisce ai produttori le condizioni di lavoro a cui fornire le prestazioni per solo riscaldamento o per sola produzione di acqua calda sanitaria o per produzione combinata

Calcolo del COP medio stagionale delle pompe di calore: metodo approssimato

Condizioni di riferimento per dati prestazionali di una pompa di calore: **funzionamento riscaldamento o combinato**

		SERBATOIO CALDO						
SERBATOIO FREDDO	θ_f [°C]	θ_c [°C]						
					ARIA	ACQUA		
ARIA	-7	2	7	12	20	35	45	55
ACQUA		5	10	15	20	35	45	55
TERRENO	-5	0	5	10	20	35	45	55

Condizioni di riferimento per dati prestazionali di una pompa di calore: **funzionamento solo produzione acqua sanitaria**

θ_f [°C]				θ_c [°C]	
7	15	20	35	45	55

- ✓ In aggiunta a tali dati, il costruttore deve specificare qual è il valore di temperatura limite di funzionamento relativamente alla sorgente fredda.
- ✓ E' lasciata al costruttore la facoltà di fornire dati aggiuntivi in ulteriori condizioni di lavoro.

Calcolo del COP medio stagionale delle pompe di calore: metodo approssimato

1. Funzionamento a pieno carico

Il modello **semplificato** si costruisce a partire dalle seguenti osservazioni:

- La potenza termica fornita è poco influenzata dalla temperatura del serbatoio caldo una volta fissata quella del serbatoio freddo;

Fissata la temperatura dei due serbatoi termici tra cui opera la pompa di calore in condizioni nominali ($\theta_{f,nom}$ e $\theta_{c,nom}$) sia nota in tali condizioni:

- la potenza termica utile (Q_{nom});
- il coefficiente di prestazione (COP_{nom});

A partire da questi dati si può calcolare il rendimento della pompa di calore in condizioni nominali utilizzando:

$$\eta_{ex,nom} = \frac{COP_{nom}}{\theta_{c,nom} + \Delta\theta_{int} + 273,15} [(\theta_{c,nom} + \Delta\theta_{int}) - (\theta_{f,nom} + \Delta\theta_{ext})] \quad (1)$$

Calcolo del COP medio stagionale delle pompe di calore: metodo approssimato

Ipotizzando costante il rendimento exergetico, il valore della potenza termica fornita e del COP, al variare delle temperature dei serbatoi, sono:

$$Q = \frac{(\theta_{c,nom} + \Delta \theta_{int}) - (\theta_{f,nom} + \Delta \theta_{ext})}{(\theta_c + \Delta \theta_{int}) - (\theta_f + \Delta \theta_{ext})} Q_{nom} \quad (*) \quad (2)$$

$$COP = \frac{(\theta_c + \Delta \theta_{int} + 273,15)}{(\theta_c + \Delta \theta_{int}) - (\theta_f + \Delta \theta_{ext})} \eta_{ex,nom} \quad (3)$$



A questo punto, con le equaz. 1, 2 e 3, si possono determinare le prestazioni a carico nominale per qualsiasi valore delle temperature delle sorgenti calda e fredda

() N.B.: si ragiona a parità di L speso, nonché di temperatura della sorgente calda,*

$$\theta_c = \theta_{c,nom} \Rightarrow Q/Q_{nom} = COP/COP_{nom} = (T'_{c,nom} - T'_{f,nom}) / (T'_c - T'_f)$$

Calcolo del COP medio stagionale delle pompe di calore: metodo approssimato

- ✓ Quando, per fissate condizioni di lavoro (θ_c, θ_f), la pompa di calore eroga una potenza termica inferiore alla potenza massima che la pompa potrebbe erogare in quelle condizioni:

$$Q_{CR} < Q$$

le prestazioni della pompa diventano una funzione del fattore di carico CR, così definito:

$$CR = \frac{Q_{CR}}{Q}$$

Calcolo del COP medio stagionale delle pompe di calore: metodo approssimato

Quando la pompa di calore lavora con:

$$CR = \frac{Q_{CR}}{Q} < 1$$

Il valore di COP si modifica rispetto al valore che si registrava a pieno carico alle stesse condizioni di lavoro.

Al fine di tener conto di questa variazione si introduce un **fattore correttivo** così definito:

$$f = \frac{COP_{CR}}{COP}$$

f può essere calcolato:

- in base ad una elaborazione dei dati forniti dal costruttore sul funzionamento a carico ridotto della pompa di calore;
- in base a modelli di calcolo semplificati;

Calcolo del COP medio stagionale delle pompe di calore: metodo approssimato

Secondo la norma prEN 14825 la stima del fattore correttivo del COP può essere calcolato secondo le seguenti formule.

POMPE DI CALORE con regolazione ON-OFF:

$$\text{fluido interno Acqua } f = \frac{CR}{0,1 + 0,9CR}$$

$$\text{fluido interno Aria } f = \frac{CR}{0,1 + 0,9CR} [1 - 0,25(1 - CR)]$$

POMPE DI CALORE con regolazione INVERTER:

$$\text{fluido interno Acqua } f = 1 \quad CR \geq 0,25$$

$$f = \frac{4CR}{0,1 + 3,6CR} \quad CR < 0,25$$

$$\text{fluido interno Aria } f = 1 \quad CR \geq 0,25$$

$$f = \frac{4CR}{0,1 + 3,6CR} [1 - 0,25(1 - 4CR)] \quad CR < 0,25$$

Calcolo del COP medio stagionale delle pompe di calore: metodo approssimato

La norma prEN 14825 suggerisce ai costruttori di pompe di calore elettriche di fornire dati prestazionali a carico ridotto rendendo noto il valore del COP_{CR} della macchina per fissate condizioni di lavoro (θ_c, θ_f) per almeno 4 diverse condizioni di carico:

1. Fattore di carico $CR=0.88$ (condizione A)
2. Fattore di carico $CR=0.54$ (condizione B)
3. Fattore di carico $CR=0.35$ (condizione C)
4. Fattore di carico $CR=0.15$ (condizione D)

Una volta noto l'andamento del fattore di correzione f per fissate condizioni dei serbatoi termici si può ritenere tale andamento valido per qualunque altra coppia di valori θ_c e θ_f ed ottenere il valore di f in funzione di CR mediante interpolazione lineare tra i valori forniti dal costruttore.

Esercizio (da svolgere autonomamente): dati

Dati climatici e potenza richiesta dall'edificio

Text (°C)	Ore annue	Potenza termica da fornire (kW)
-4	3	200
-3	7	192
-2	12	184
-1	20	174
0	38	166
1	60	155
2	64	148
3	75	135
4	81	124
5	94	112
6	92	102
7	80	94
8	79	84
9	82	76
10	84	68
11	82	54
12	81	50
13	78	34
14	77	30
15	74	14
16	74	6
17	75	2
18	80	0



Energia termica tot. richiesta = 113.963 kWh/anno

Dati caratteristici della EHP

Q_{nom}	$\theta_{ext,nom}$	θ_c	$\Delta\theta_{int}$	$\Delta\theta_{ext}$	$COP_{nom} (@7^{\circ}C)$
100	7	45	5	-10	4,00

EHP: modello aria/acqua

- Caso A: regolazione ON/OFF
- Caso B: regolazione inverter

- Integrazioni: caldaia a gas rend. medio stag. = 0,85
- Soluzione tradizionale di riferimento: caldaia a gas, rend. medio stagionale = 0,85

Extra-costi di investimento

- Caso A: 7.000 €
- Caso B: 8.000 €

Tariffe per analisi economiche (v. dispensa 2)

- Energia elettrica: mercato libero
- Gas naturale: merc. tutelato, Campania, usi civili

Esercizio (da svolgere autonomamente): obiettivi

- 1) *Per ciascun valore della temperatura esterna, calcolare per entrambi i casi (A e B), usando la metodologia approssimata descritta in precedenza:*
 - *la potenza erogata dalla EHP*
 - *il coefficiente di carico*
 - *il COP*

- 2) *Poi, su base annuale, calcolare:*
 - *l'energia elettrica consumata*
 - *il SPF*
 - *la quota di energia termica resa da fonte rinnovabile*

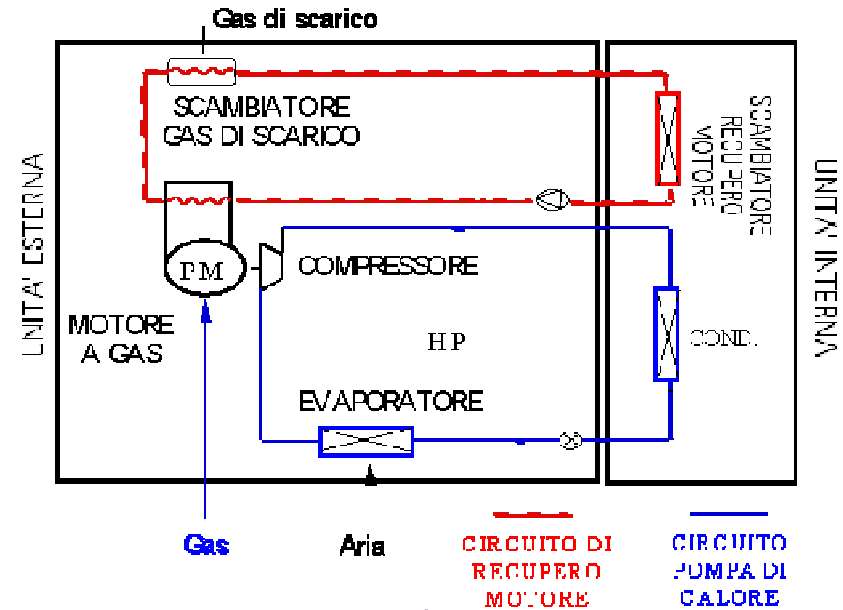
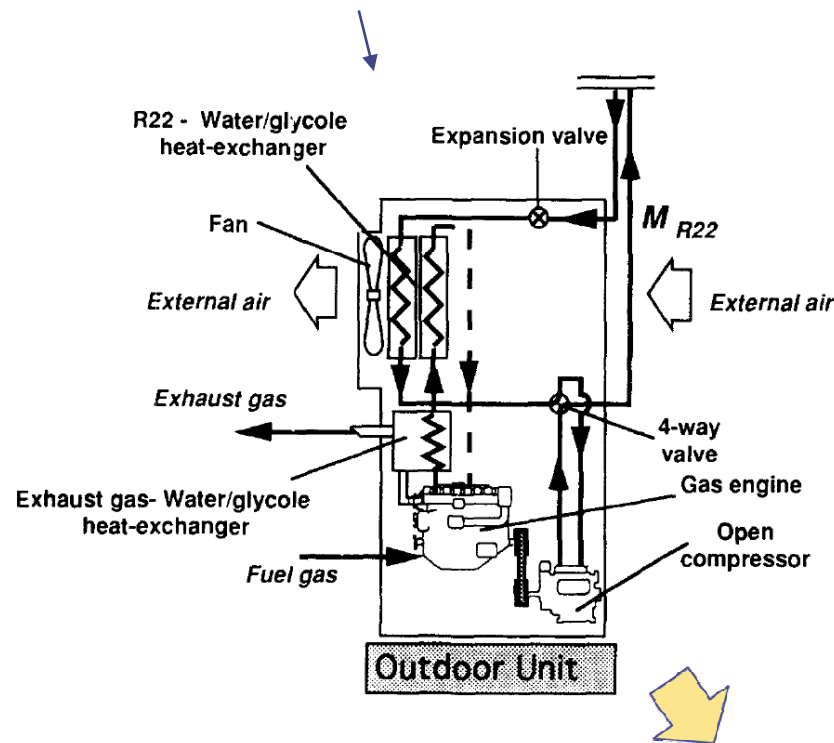
- 3) *Infine, calcolare il risparmio di energia primaria, quello sui costi di esercizio ed i principali indicatori di investimento, per ciascuno dei due casi (A e B)*

- 4) *Si valuti la sensibilità dei risultati energetici alla scelta della taglia della EHP, verificando cosa succede per potenze nominali (riferite a $T_{ext} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$) rispettivamente inferiori e superiori a quella prescelta nel caso base (100 kW), a parità di ogni altra condizione*

Pompe di calore e macchine frigorifere a
compressione di vapore con motore
endotermico a gas
(Gas engine driven Heat Pump, GHP)

Le pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP)

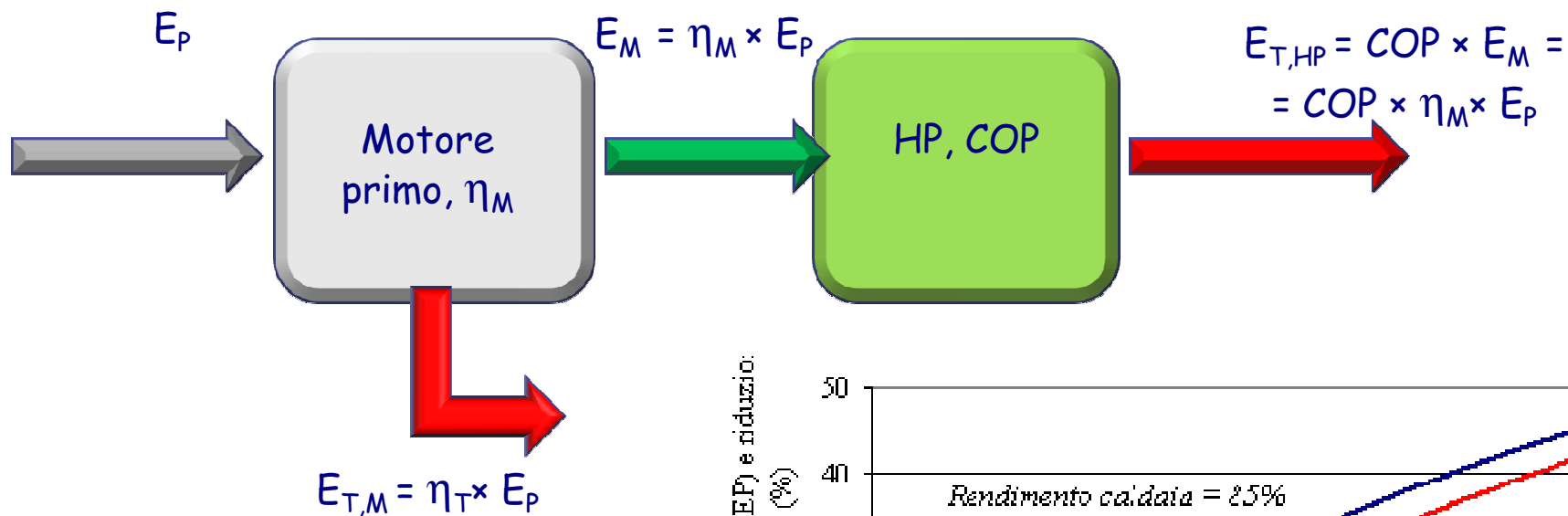
- ✓ Principale peculiarità: cogenerazione => aumento di efficienza mediante recupero del calore di scarto del motore primo
- ✓ Classificazione:
 - modelli a recupero diretto
 - modelli a recupero indiretto



Maggiore efficienza nell'utilizzo del calore di scarto (direttamente inviato all'utenza)

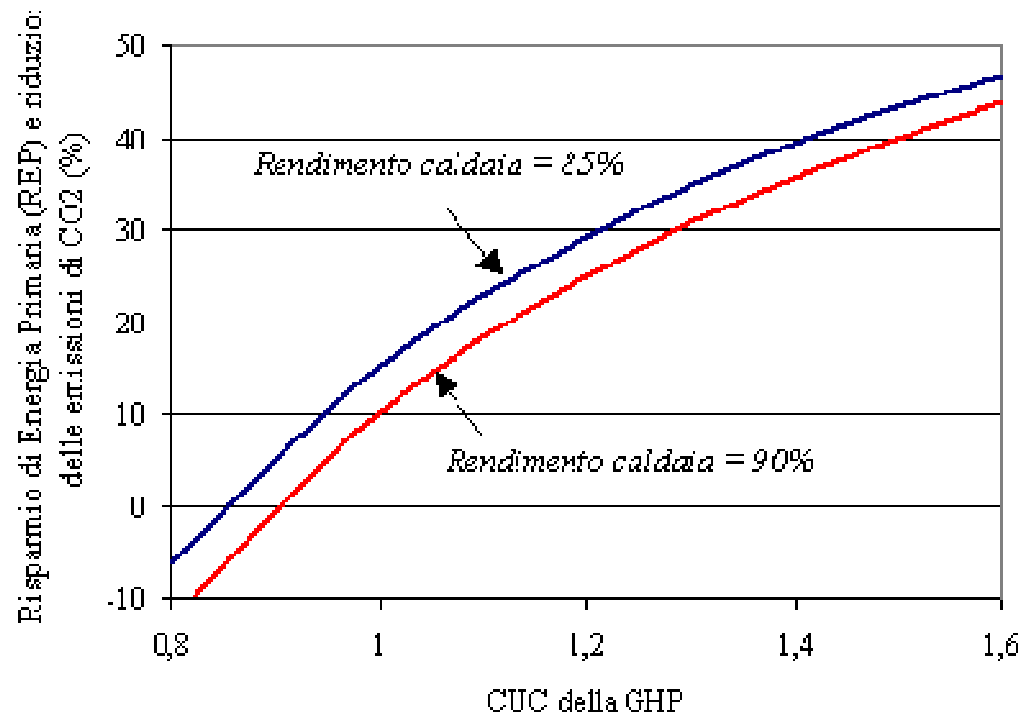
In riscaldamento, il calore di scarto del motore viene usato per preriscaldare l'aria esterna usata come sorgente termica all'evaporatore, permettendo di innalzare la T di evaporazione => minore efficienza, ma utilizzo di unità interne "a due tubi", identiche a quelle delle macchine elettriche (e quindi meno costose da produrre)

Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP): risparmio energetico

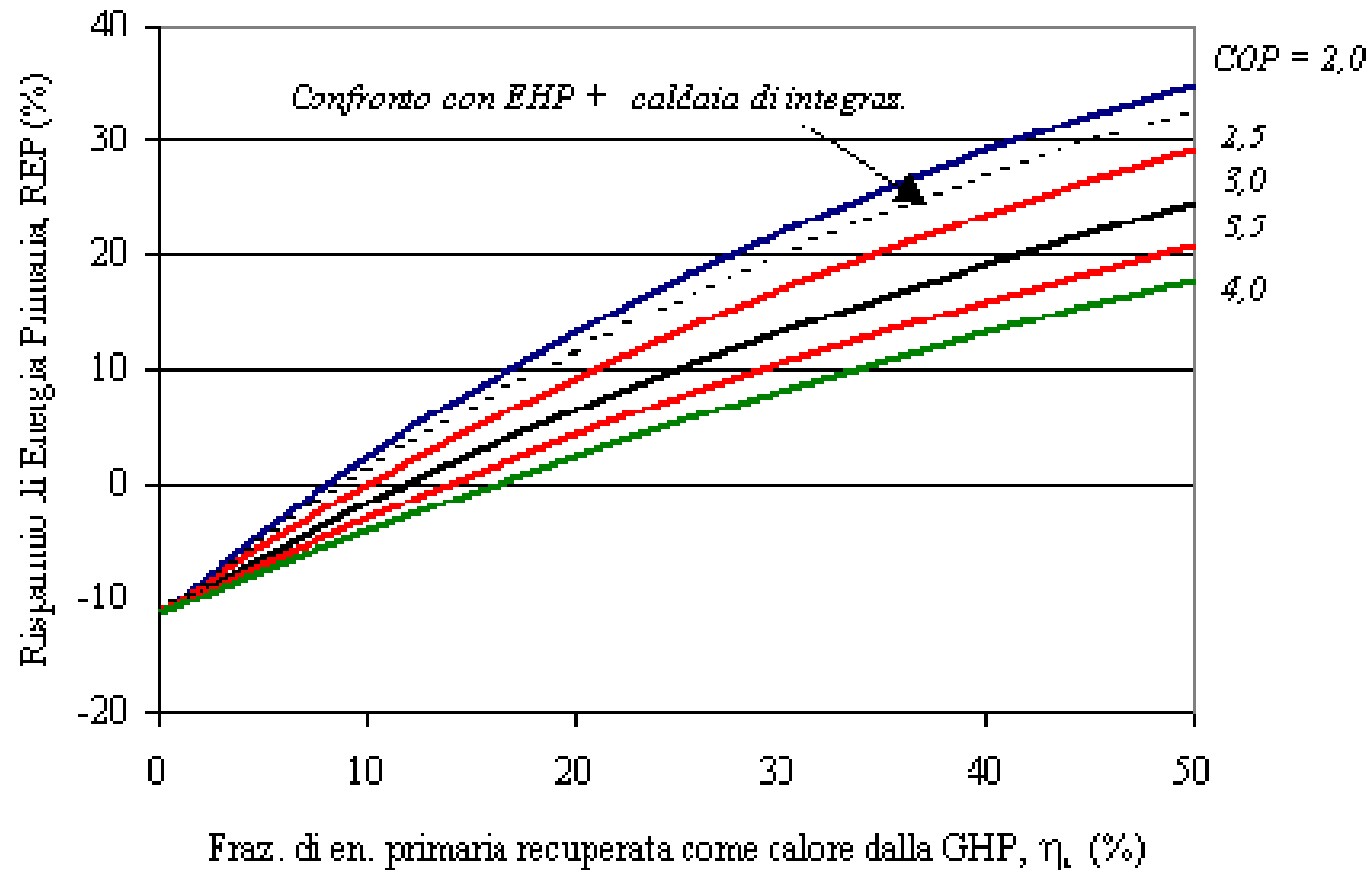


↓

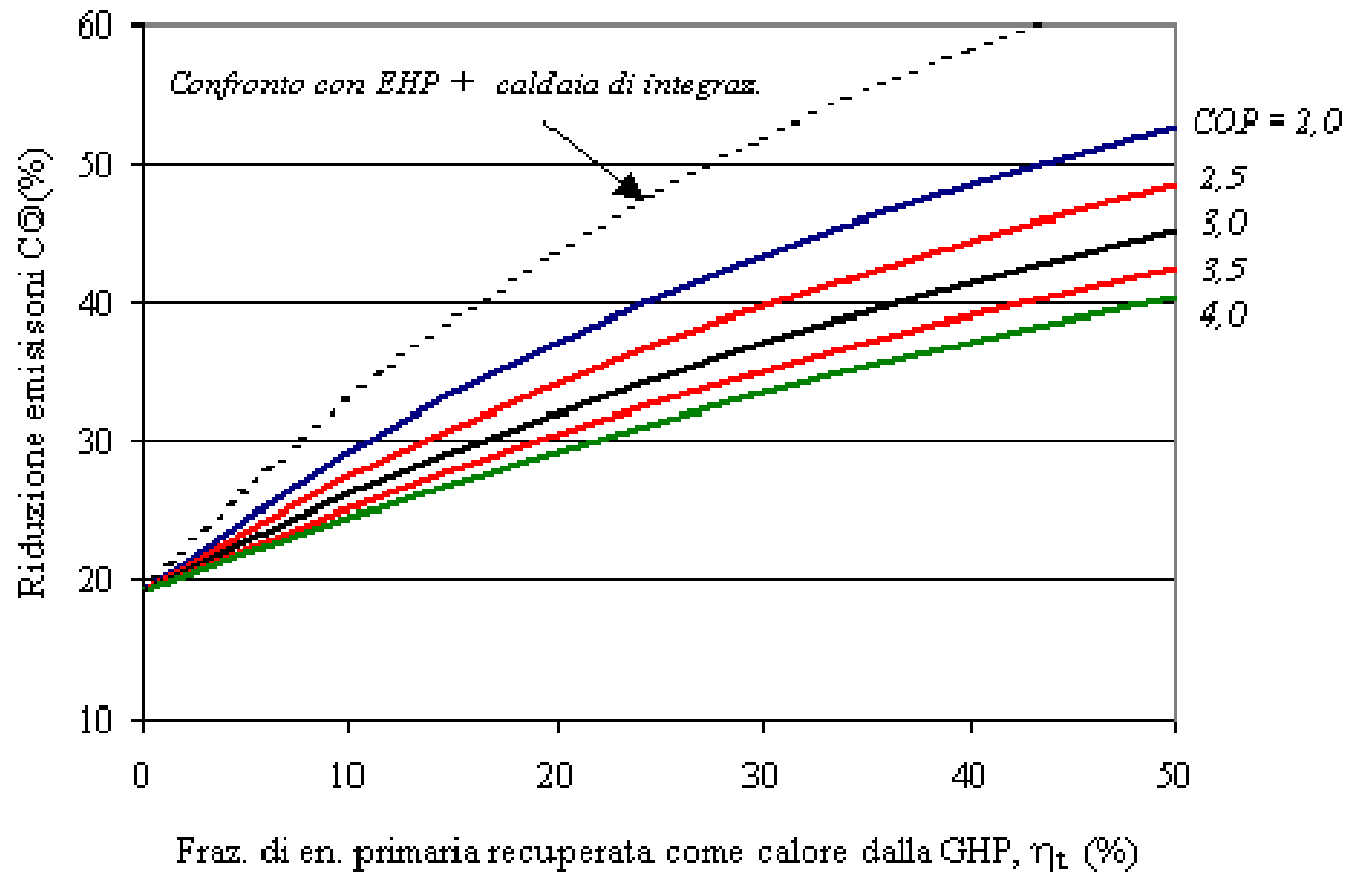
$$CUC = COP \times \eta_M + \eta_T$$



Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP): risparmio energetico

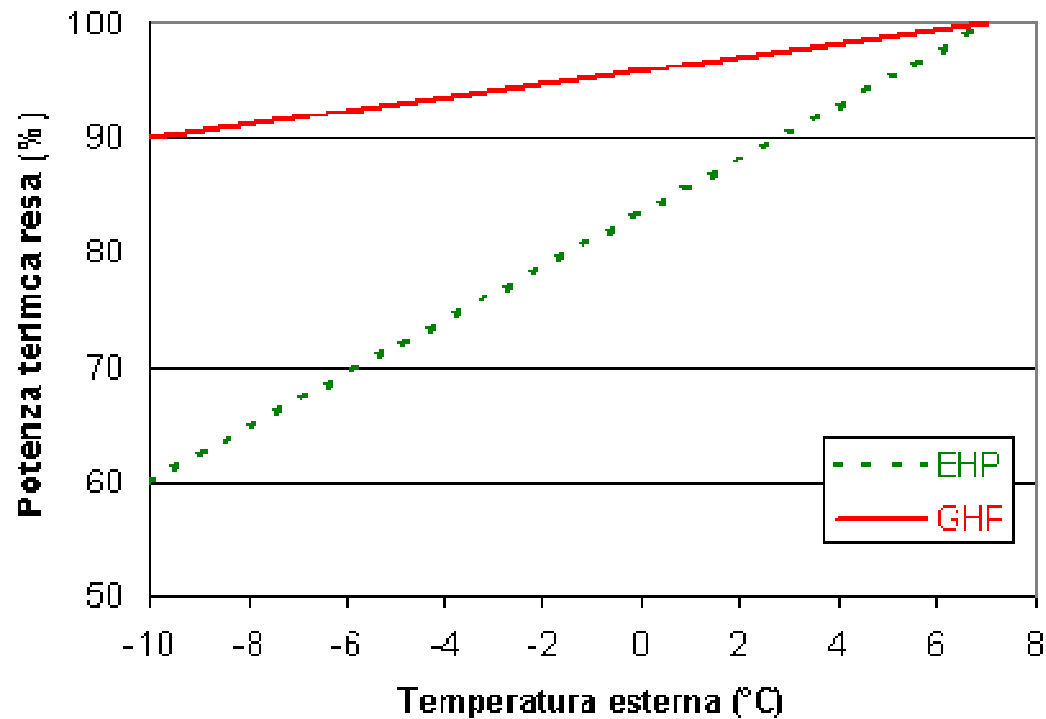


Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP): risparmio energetico



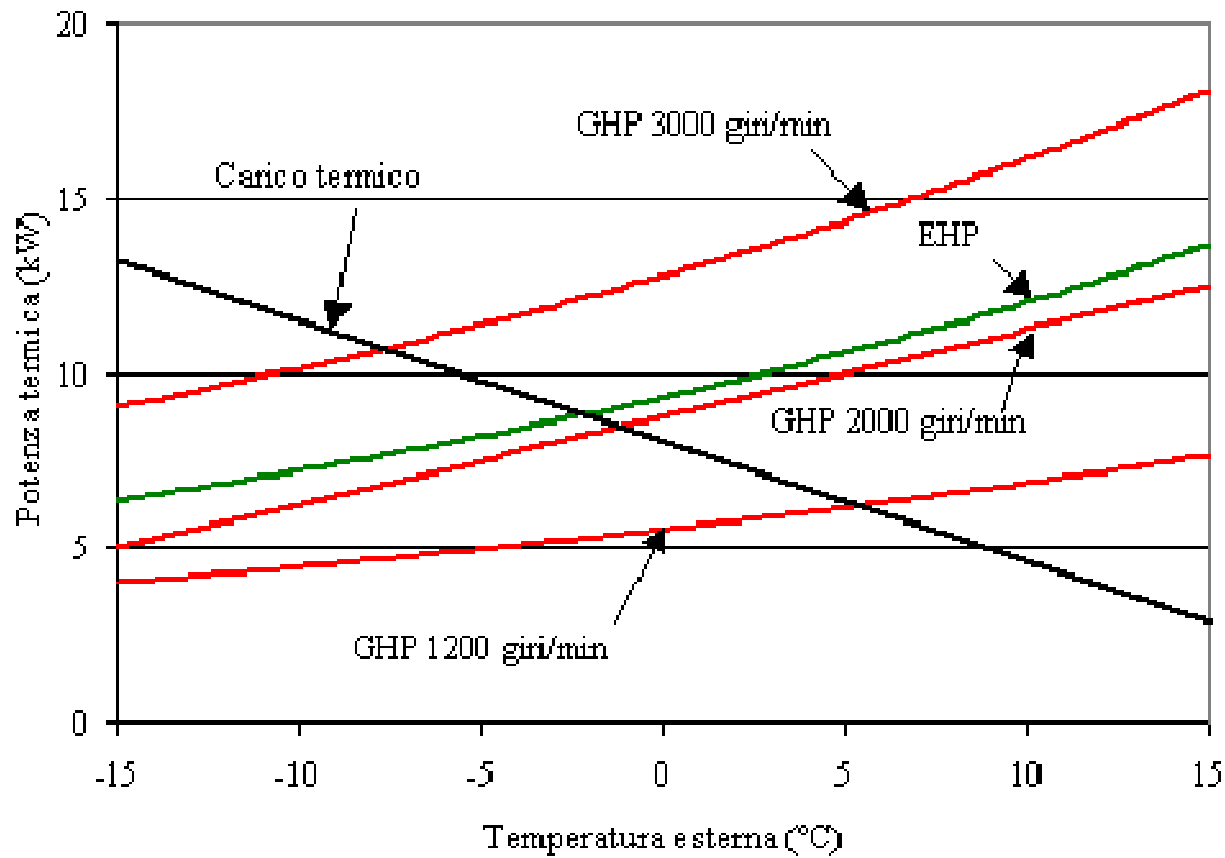
Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP): ulteriori vantaggi

- ✓ Alta efficienza in climi rigidi, per la disponibilità di una sorgente termica (reflui del motore primo) a media/alta temperatura, indipendentemente dalle condizioni climatiche esterne
- ✓ Ottimo comportamento in *defrosting* (uso dei reflui termici per lo sbrinamento dell'evaporatore, per le macchine a recupero diretto; per quelle a recupero indiretto, l'esigenza di defrosting non si verifica praticamente mai)



Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP): ulteriori vantaggi

- ✓ Elevata efficienza ai carichi parziali, senza necessità di inverter (regolazione del numero di giri del motore, ad efficienza praticamente inalterata)



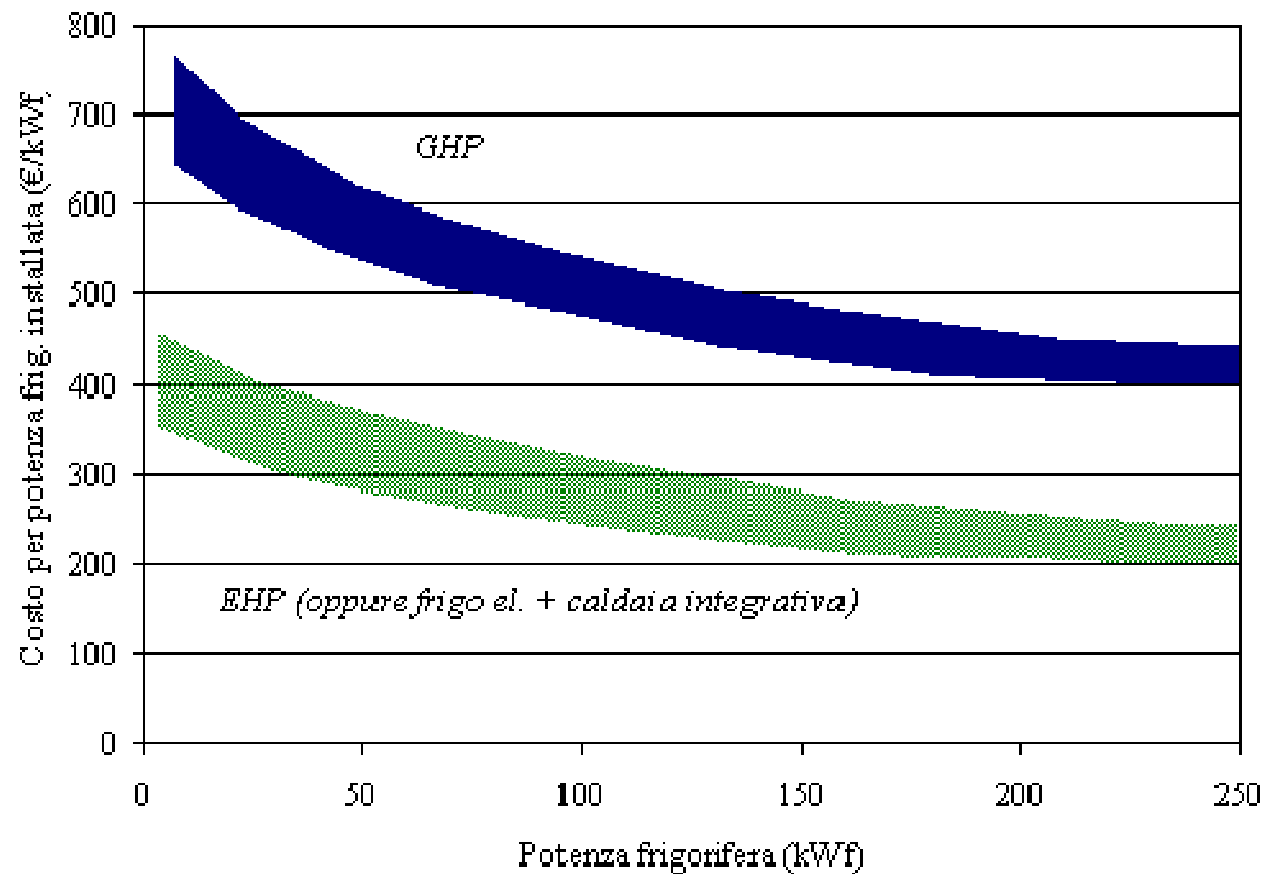
Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP): principali limiti

- ✓ Ingombro e peso leggermente maggiori, per quanto comunque molto contenuti, rispetto a quelli delle EHP di pari potenzialità, a causa del motore alternativo;
- ✓ maggiori esigenze di manutenzione specialistica, soprattutto per il motore alternativo;
- ✓ maggiori problemi di rumorosità;
- ✓ maggiore impatto ambientale a livello locale, a causa dei gas di scarico del motore;
- ✓ minore disponibilità sul mercato;
- ✓ costi ancora superiori rispetto alle EHP di pari potenzialità.

Alcuni modelli disponibili sul mercato italiano

<i>Marca</i>	<i>Gamma di potenzialità frigorifere</i>
CLIMAVENETA	da 96 a 297 kW
SANYO	da 22,4 a 56 kW
AISIN	da 14 a 56 kW
ACCORRONI	da 27 a 32 kW

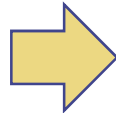
Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP): costi delle apparecchiature



Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP):
confronto economico con EHP

$$c_{u,GHP} = \frac{c_{u,GN}}{CUC_{GHP} \times PCI}$$

$$c_{u,EHP} = \frac{c_{u,EE}}{COP_{EHP}}$$



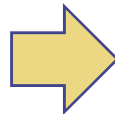
$$SPB = \frac{I}{\Delta CE} =$$

$$= \frac{I/P_T}{\left(\frac{c_{u,EE}}{COP_{EHP}} - \frac{c_{u,GN}}{CUC_{GHP} \times PCI} \right) \times H_{eq}}$$

Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP):
confronto economico con caldaia

$$c_{u,GHP} = \frac{c_{u,GN}}{CUC_{GHP} \times PCI}$$

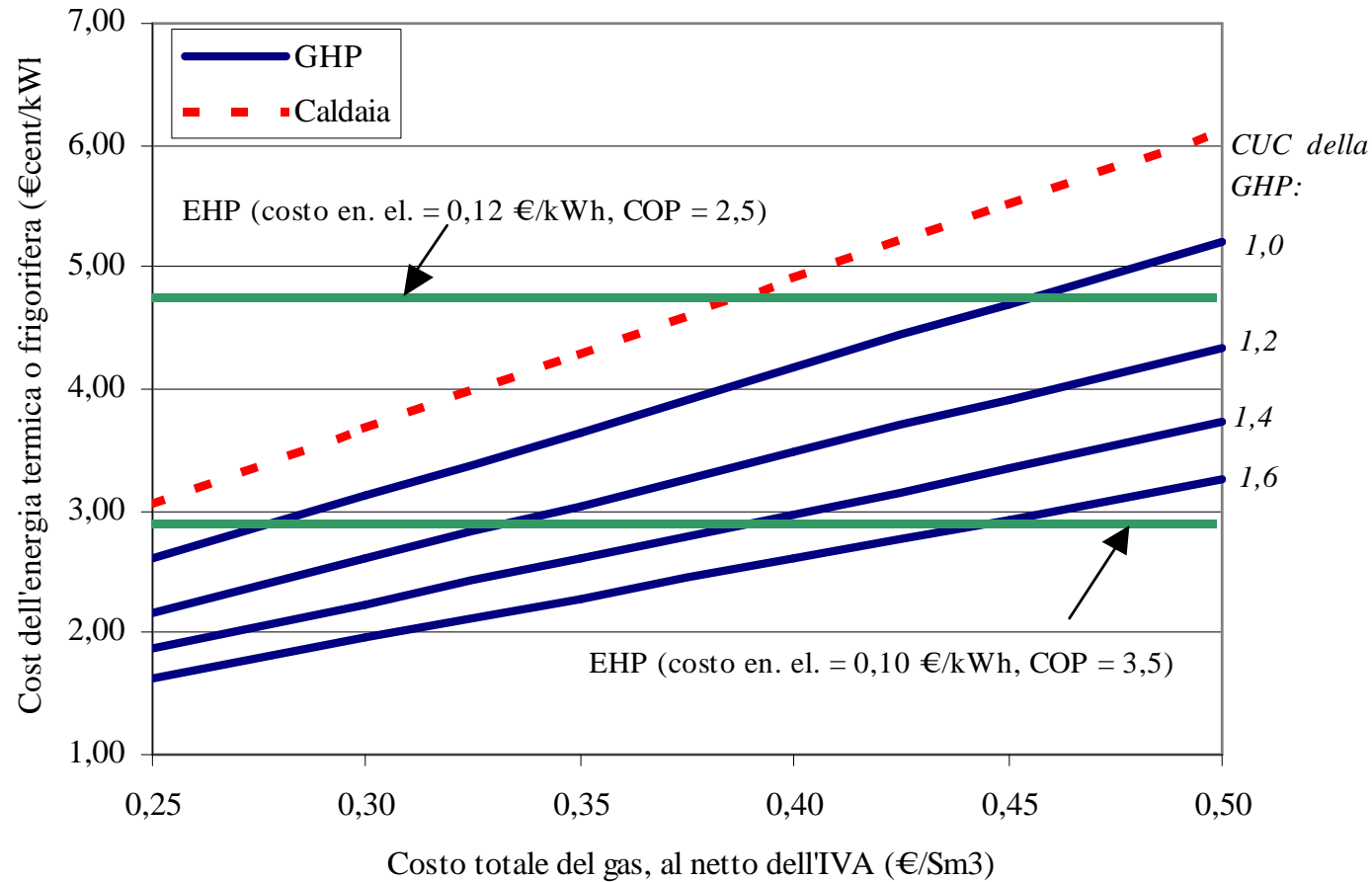
$$c_{u,CA} = \frac{c_{u,GN}}{\eta_{CA} \times PCI}$$



$$SPB = \frac{I}{\Delta CE} =$$

$$= \frac{I/P_T}{\left(\frac{1}{\eta_{CA}} - \frac{1}{CUC_{GHP}} \right) \times \frac{c_{u,GN} \times H_{eq}}{PCI}}$$

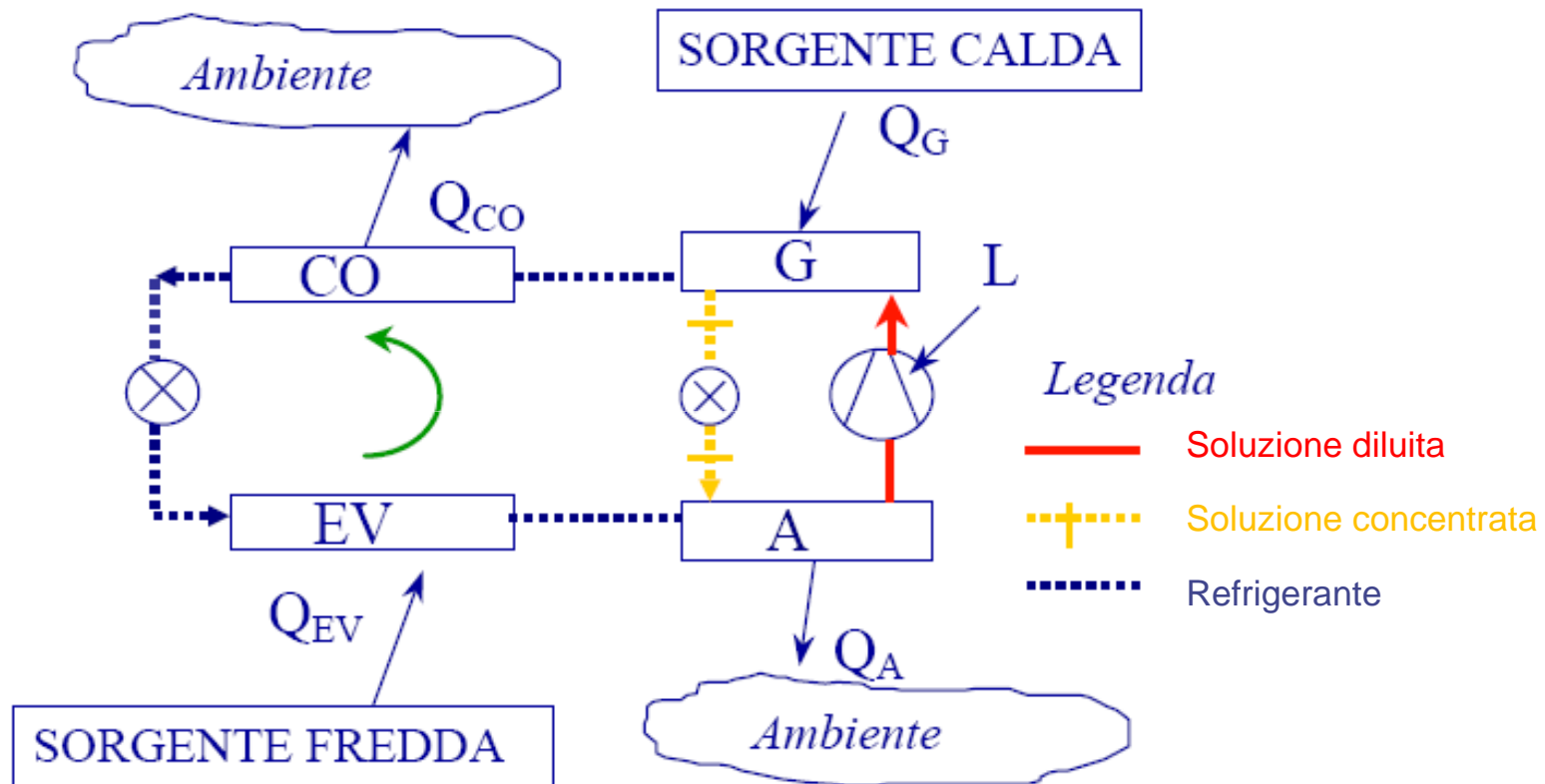
Pompe di calore con motore endotermico a gas (GHP): confronto economico con EHP o caldaia



... potenzialmente convenienti solo in presenza di
condizioni tariffarie molto favorevoli

Macchine frigorifere a pompe di calore ad assorbimento

Principio di funzionamento di una macchina ad assorbimento come macchina frigorifera (Absorption Chiller, ACH)



Trascurando il lavoro assorbito dalla pompa: $COP = Q_{EV}/Q_G$ (valori tipici: 0,6÷0,7)

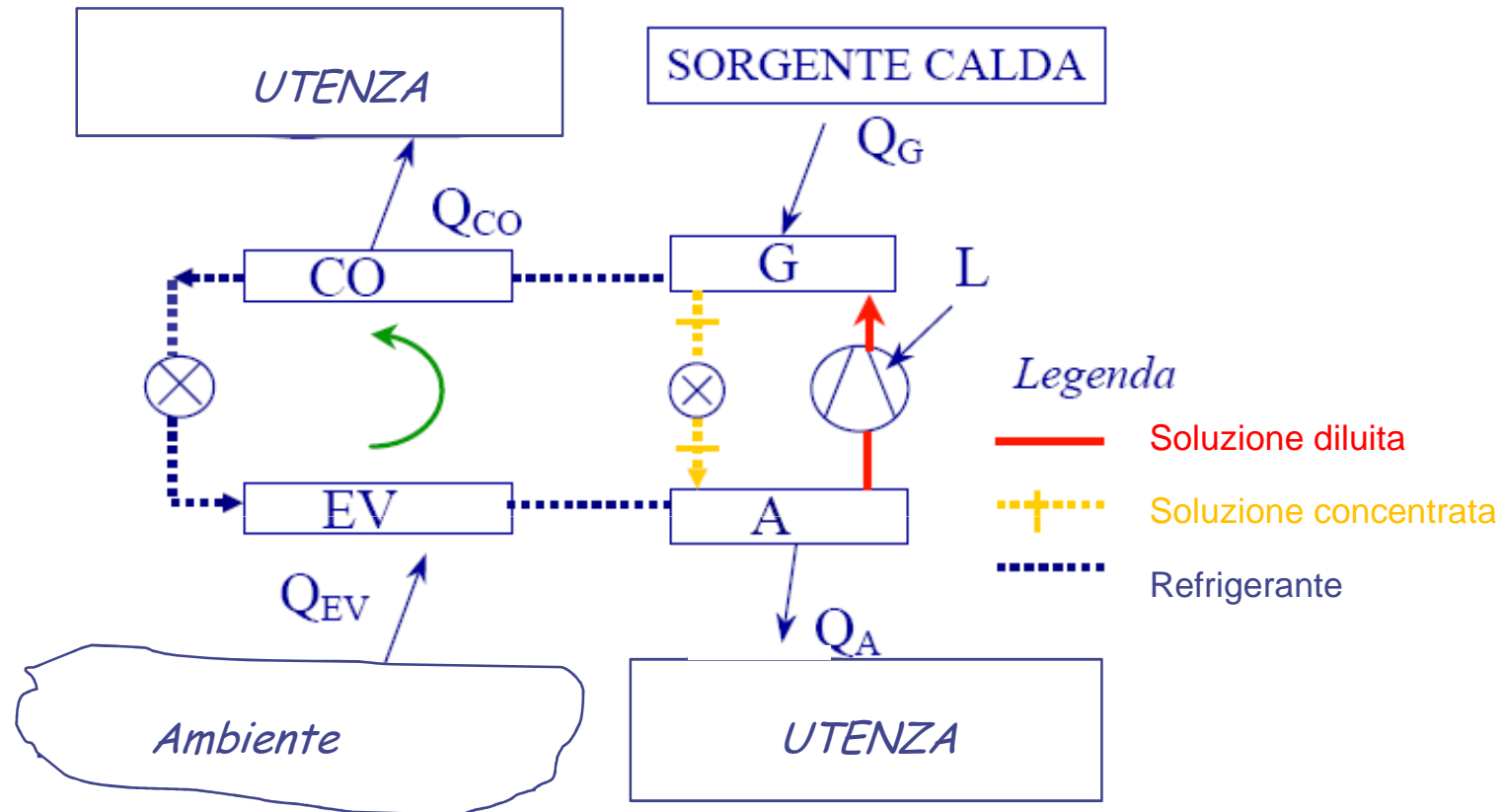
Principio di funzionamento di una macchina ad assorbimento come macchina frigorifera (Absorption Chiller, ACH)

- ✓ Il fluido di lavoro è una miscela, generalmente binaria, ovvero costituita da due sostanze: una, più volatile, funge da refrigerante, l'altra da solvente.

(Ad esempio, nelle macchine ad $H_2O/LiBr$ (acqua/bromuro di litio), l'acqua funge da refrigerante, mentre in quelle a NH_3/H_2O (ammoniaca/acqua) tale compito è assolto dall'ammoniaca.)

- ✓ La soluzione diluita di refrigerante e solvente contenuta nell'assorbitore (A) viene trasferita mediante una pompa nel generatore (G), dove viene riscaldata mediante energia termica fornita direttamente dalla fiamma di un combustibile (*macchine a fiamma diretta*, tipicamente a gas naturale) oppure mediante un opportuno fluido termovettore (*macchine indirette*: ad acqua calda o surriscaldata, vapore, prodotti di combustione di motori endotermici e turbogas, etc.).
- ✓ Nel generatore, la sostanza più volatile, ovvero il refrigerante, evapora, cosicché la fase liquida residua risulta più ricca di solvente rispetto alle condizioni iniziali (soluzione concentrata).
- ✓ A questo punto, il refrigerante evaporato, separato dalla soluzione concentrata, esegue le stesse trasformazioni che si avrebbero in un classico ciclo a compressione: condensazione (CO), con cessione di calore all'ambiente esterno, laminazione in valvola ed evaporazione (EV); quest'ultima produce l'effetto utile desiderato, sottraendo calore alla sorgente fredda (utenza).
- ✓ Nell'assorbitore (A), il vapore di refrigerante proveniente dall' EV incontra la soluzione concentrata proveniente da G, che, grazie al suo modesto contenuto di refrigerante, è in grado di assorbirlo, riportandolo in soluzione (e quindi in fase liquida) e ricreando così le condizioni di concentrazione iniziali.
- ✓ Il processo di assorbimento, perfettamente simmetrico rispetto a quello di evaporazione, è esotermico, e dunque per garantirne il corretto svolgimento è necessario sottrarre continuamente calore al processo, cedendolo all'ambiente, così come nella fase di condensazione.

Principio di funzionamento di una macchina ad assorbimento *come* pompa di calore (Absorption Heat Pump, AHP)

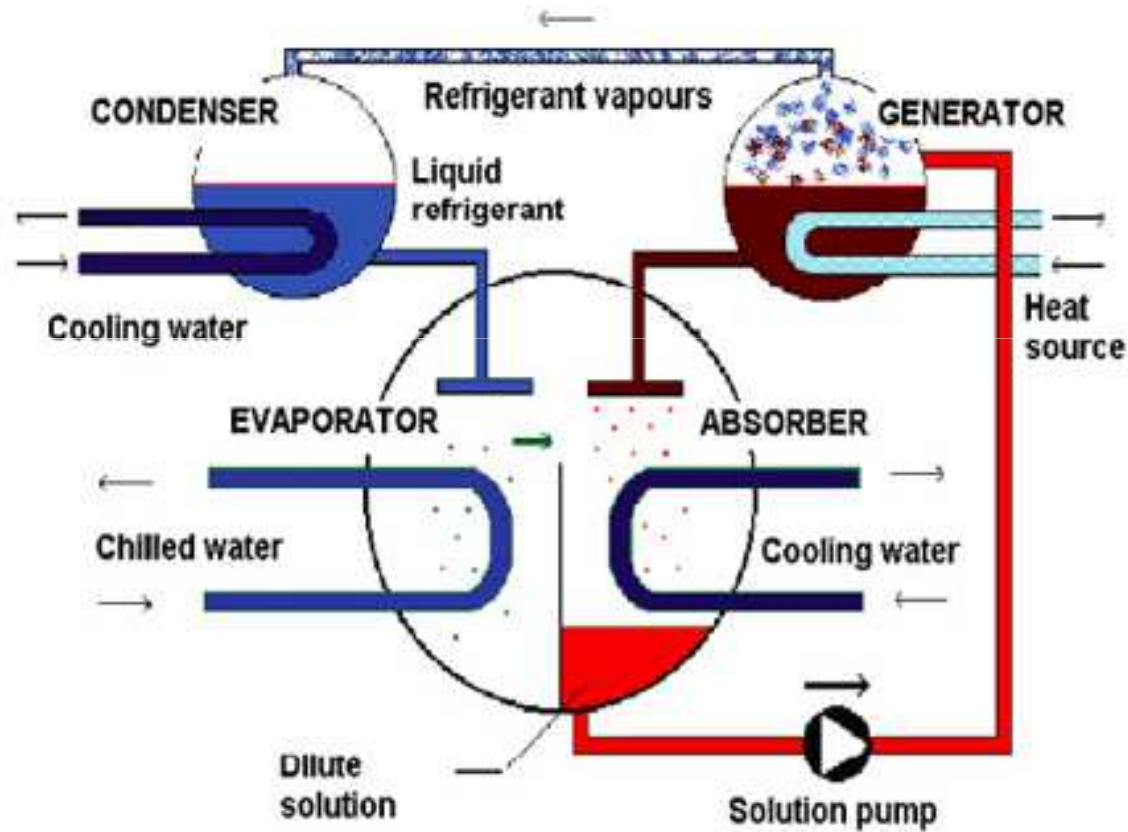


✓ Il principio di funzionamento è identico a quello già descritto per la macchina frigorifera, ma in questo caso l'evaporatore preleva calore dall'ambiente esterno (sorgente fredda), mentre il calore di assorbimento (o "di diluizione") e quello di condensazione vengono erogati all'utenza, rappresentando l'effetto utile del processo.

Trascurando il lavoro assorbito dalla pompa: $COP = (Q_{CO} + Q_A) / Q_G$ (valori tipici: 1,4÷1,6)

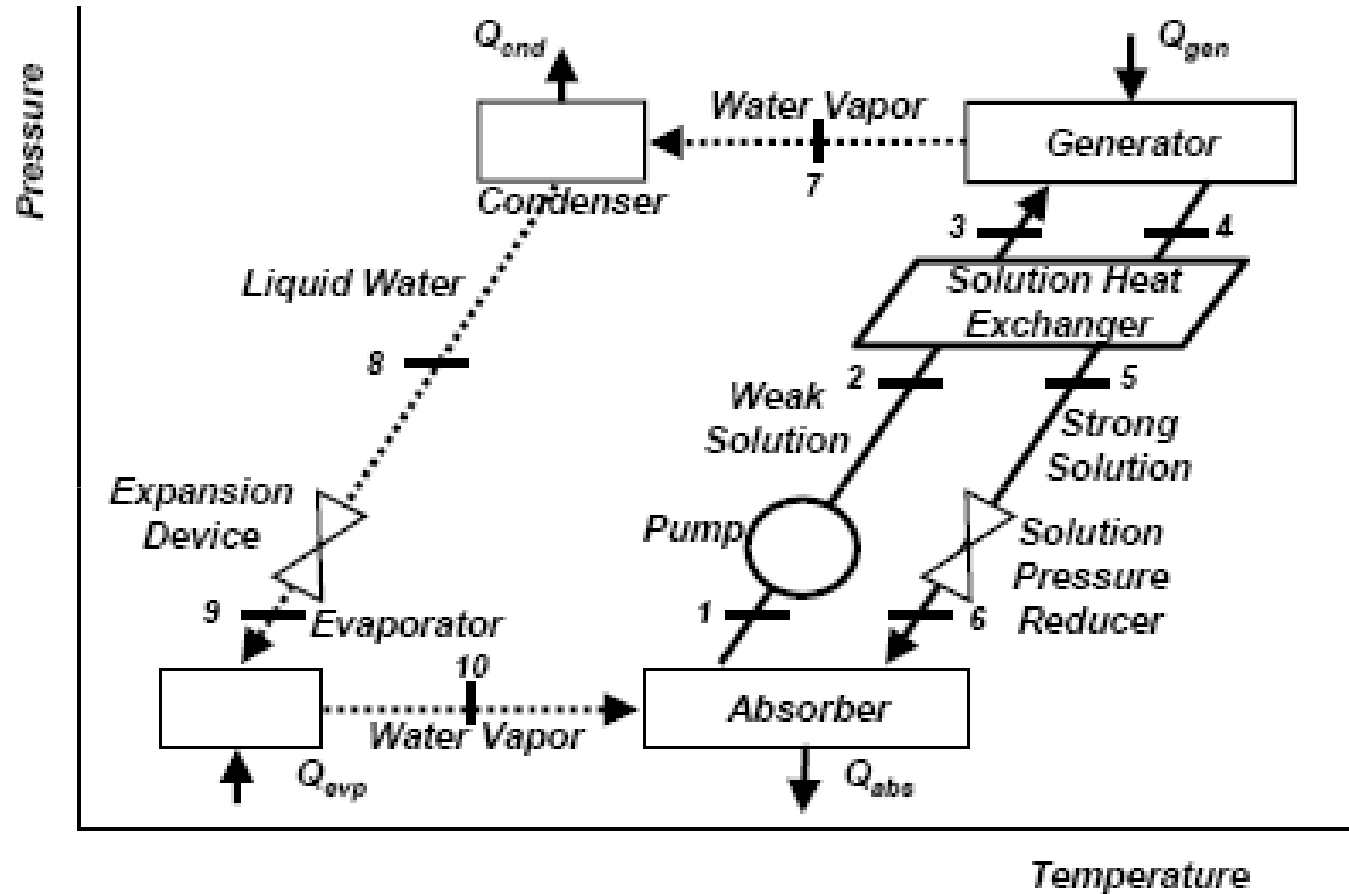
Impianti frigoriferi (ACH) e pompe di calore (AHP) ad assorbimento: configurazione base

WORKING PRINCIPLE OF AN ABSORPTION CHILLER



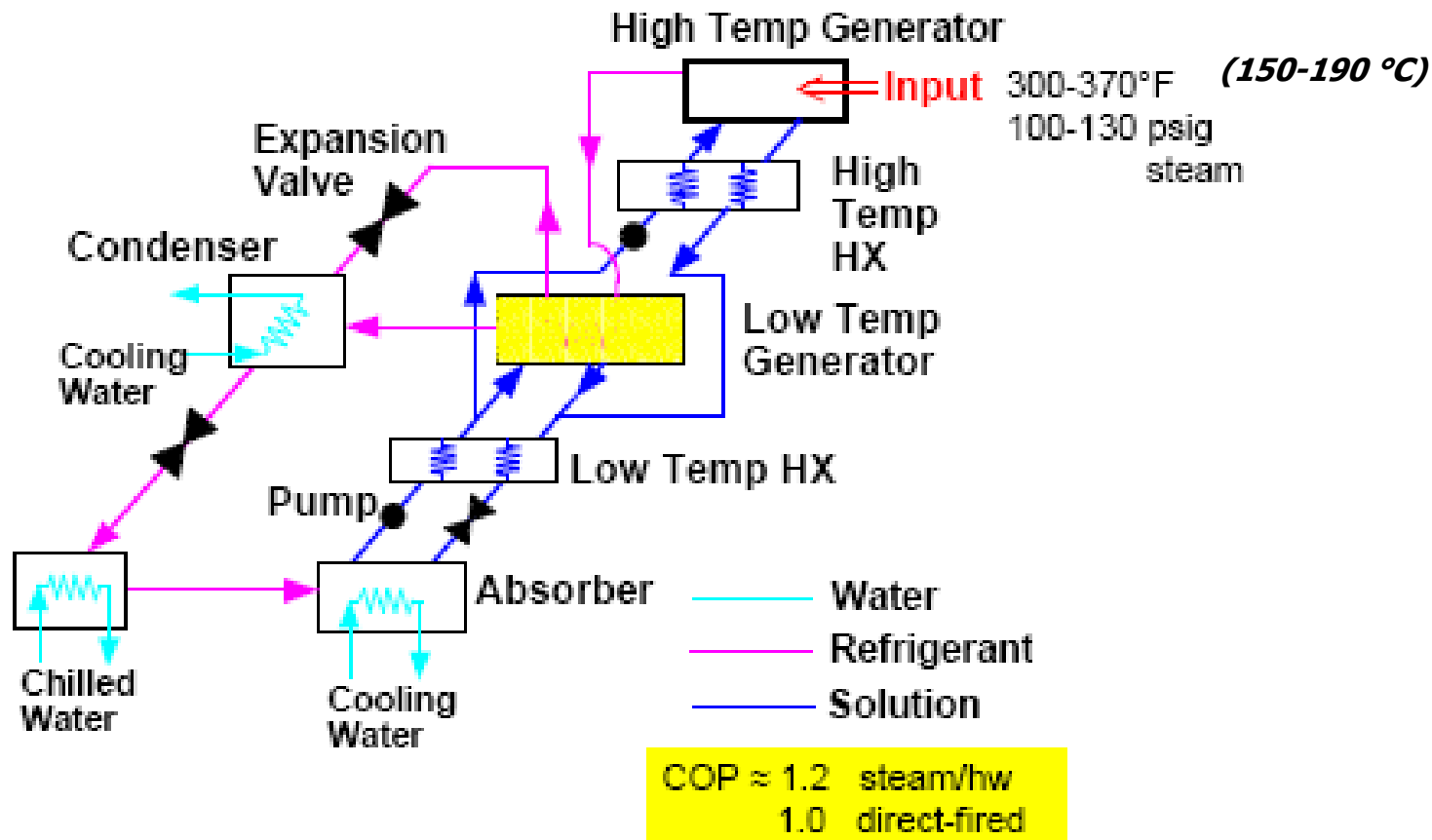
The driving heat source causes the Lithium Bromide to release the absorbed refrigerant in the form of vapour. This vapour is then cooled in a separate chamber to become liquid refrigerant.

Impianti frigoriferi (ACH) e pompe di calore (AHP) ad assorbimento: schema con HRHX



Lo **scambiatore rigenerativo** (Heat Recovery Heat eXchanger, HRHX) permette di preriscaldare la soluzione diluita proveniente dall'assorbitore a spese di quella concentrata, più calda, proveniente dal generatore, riducendo l'energia termica che è necessario fornire dall'esterno e quindi migliorando le prestazioni della macchina.

Macchine a doppio effetto



Rispetto alla macchina a singolo effetto, si aggiunge un generatore di alta pressione (e temperatura); il vapore di refrigerante prodotto da questo generatore è in grado di fungere da fluido caldo per la soluzione inviata al generatore di bassa temperatura: ogni kg di vapore ad alta p e T è in grado di far evaporare gratuitamente (cioè senza apporto termico dall'esterno) un ulteriore kg di vapore, cosicché, a parità di input termico dall'esterno, l'effetto utile, e quindi il COP, raddoppiano rispetto alla macchina a singolo effetto.

Prestazioni: analisi termodinamica

- Macchina frigorifera:

$$COP_F = Q_{EV} / Q_G$$

- Pompa di calore:

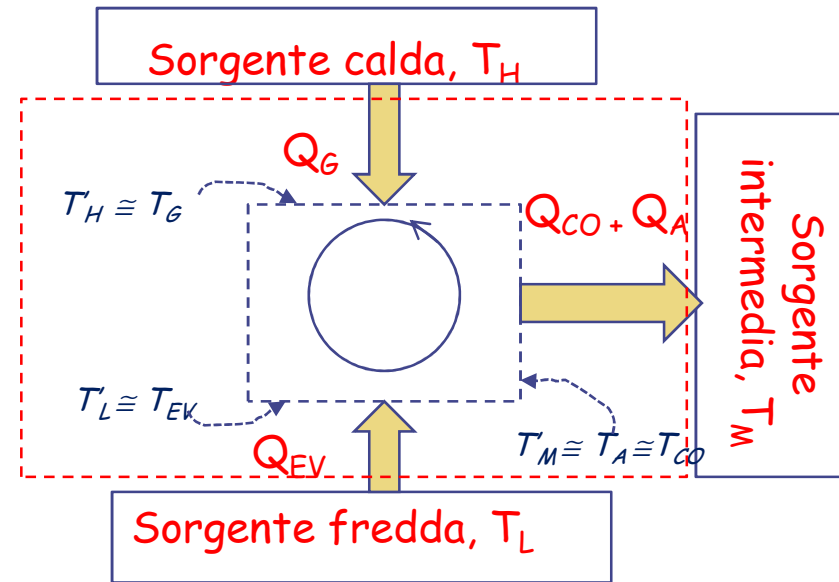
$$COP_{HP} = (Q_{CO} + Q_A) / Q_G = COP_F + 1$$

Bilanci :

$$Q_G + Q_{EV} = Q_{CO} + Q_A$$

$$\frac{Q_G}{T_H} + \frac{Q_{EV}}{T_L} + S_{gen} = \frac{Q_{CO} + Q_A}{T_M} = \frac{Q_G + Q_{EV}}{T_M}$$

$$\text{Caso ideale : } S_{gen} = 0 \Rightarrow Q_G \left(\frac{1}{T_M} - \frac{1}{T_H} \right) = Q_{EV} \left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_M} \right)$$

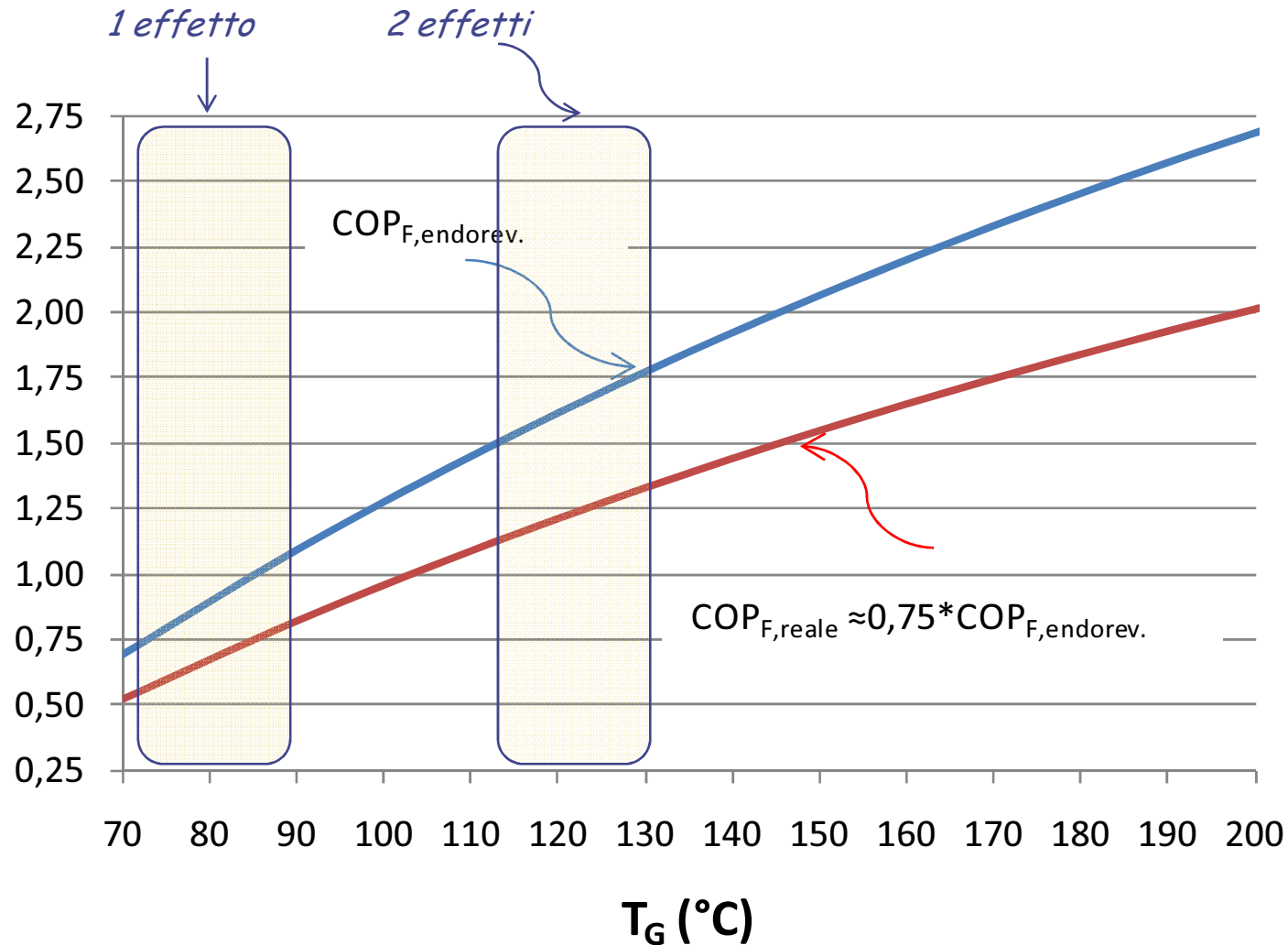


$$COP_{F,max} = \frac{\left(\frac{1}{T_M} - \frac{1}{T_H} \right)}{\left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_M} \right)}$$

$$COP_{F,endorev.} = \frac{\left(\frac{1}{T'_M} - \frac{1}{T'_H} \right)}{\left(\frac{1}{T'_L} - \frac{1}{T'_M} \right)} \approx \frac{\left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_G} \right)}{\left(\frac{1}{T_{EV}} - \frac{1}{T_A} \right)}$$

Prestazioni: analisi termodinamica, funzionamento da *chiller*

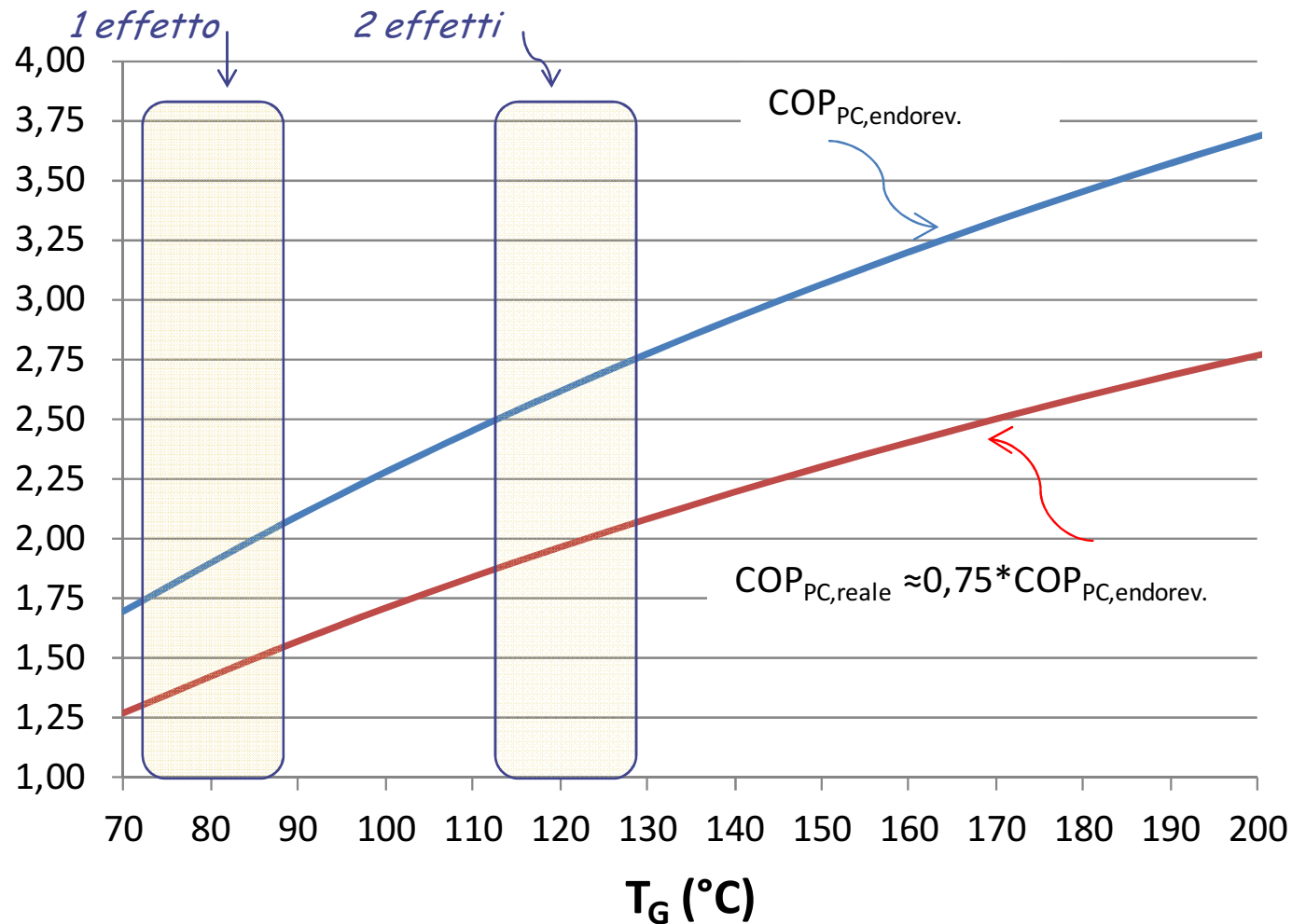
Campo di reale funzionamento:



Chiller ad assorbimento: COP endoreversibile e COP reale (qualitativo) in funzione della T media di generazione del vapore di refrigerante, T_G , per $T_{EV} = 5$ °C e $T_A = T_{CO} = 40$ °C

Prestazioni: analisi termodinamica, funzionamento da pompa di calore

Campo di reale funzionamento:



*Pompa di calore ad assorbimento: COP endoreversibile e COP reale (qualitativo)
in funzione della T media di generazione del vapore di refrigerante, T_G ,
per $T_{EV} = 5\text{ °C}$ e $T_A = T_{CO} = 40\text{ °C}$*

AHP: coppie di fluidi di lavoro

- ✓ In aggiunta ai **requisiti** già visti per i refrigeranti delle macchine ad assorbimento:
 - *elevata solubilità del refrigerante nel solvente, senza problemi di cristallizzazione;*
 - *stabilità chimica della coppia;*
 - *bassa entalpia di diluizione (rispetto a quella di evaporazione).*
- ✓ Nessuna coppia di fluidi soddisfa tutti i requisiti!



- ✓ Le miscele attualmente più utilizzate sono le seguenti:
 - **H₂O/LiBr**: economica e atossica, ma:
 - *l'acqua solidifica a 0 °C;*
 - *la macchina lavora a pressione inferiore a quella atmosferica;*
 - *la soluzione cristallizza facilmente, per cui la T all'assorbitore deve essere bassa => condensazione ad acqua!*
 - **NH₃/H₂O**: possibilità di lavorare anche sotto lo 0°C, a pressioni superiori a quella atmosferica, ma:
 - *l'ammoniaca è tossica e corrosiva;*
 - *sono richieste alte pressioni di condensazione ;*
 - *è necessaria la "rettifica" (eliminazione di tracce di vapor d'acqua dal vapore prodotto dal generatore)*

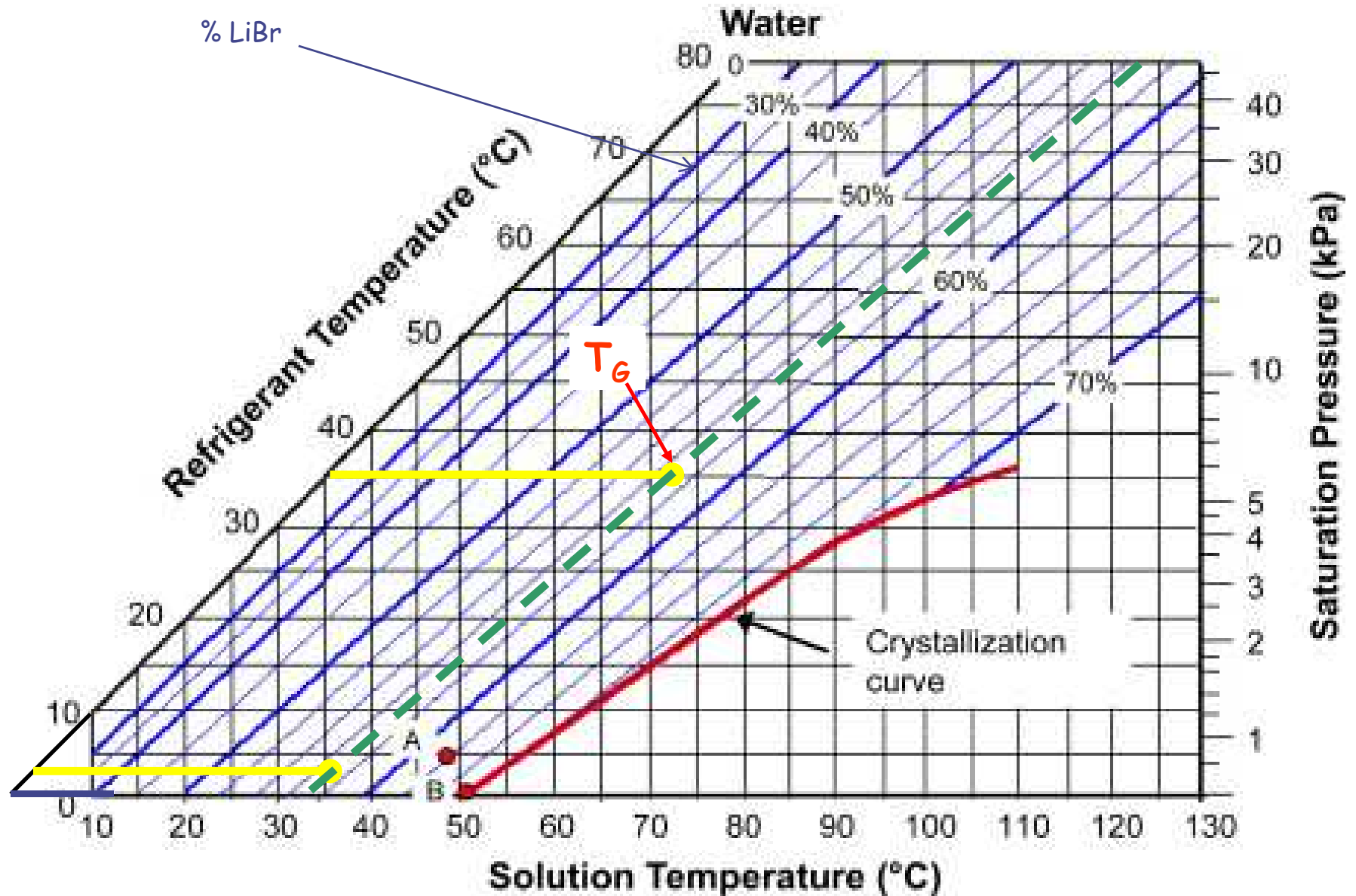
Gruppi ad assorbimento: diagramma di Duhring e temperature di esercizio

- ✓ Il comportamento delle **macchine reali si discosta in modo molto significativo** rispetto all'andamento del COP in funzione della temperatura della sorgente calda previsto **dal modello endoreversibile**.
- ✓ Infatti, **fissate** la T di evaporazione e quella di assorbimento/condensazione (in base alle temperature delle rispettive sorgenti esterne, ovvero l'utenza, per T_{EV} , e l'ambiente verso cui si può rigettare il calore di assorbimento/condensazione, per $T_A \cong T_{CO}$), **rimane univocamente individuata** la temperatura a cui inizia il processo di evaporazione del refrigerante nel generatore, T_G , e quindi il livello di temperatura al di sotto del quale non è possibile far funzionare la macchina.
- ✓ Dunque, la temperatura **T_G NON è una variabile indipendente**, ma di fatto è strettamente correlata a quella di condensazione/assorbimento, fissata la quale di fatto rimane fissata anche T_G e con essa il COP della macchina, come meglio evidenziato nel seguito.

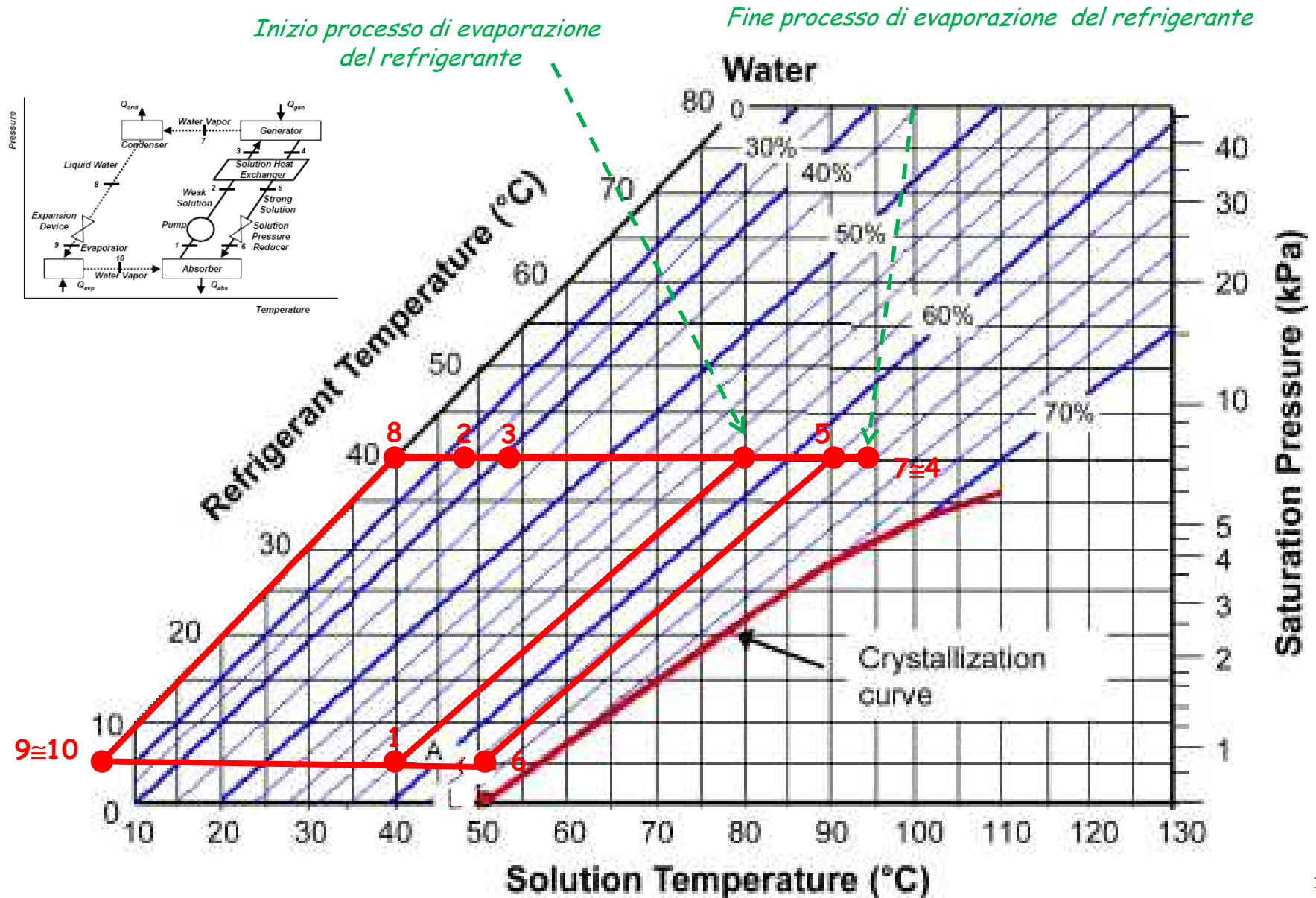
Gruppi ad assorbimento: diagramma di Duhring e temperature di esercizio (esempio per H₂O/BrLi, effetto singolo)

- ✓ Fissata la T di evaporazione (in base a quella dell'utenza fredda, prevedendo il ΔT necessario allo scambio termico: nell'esempio, circa 3 °C), dall'intersezione della relativa isoterma con la curva di saturazione del refrigerante puro rimane univocamente definita la pressione di esercizio minima della macchina (evaporazione e assorbimento)
- ✓ Analogamente, fissata la temperatura di condensazione (circa uguale a quella di assorbimento: 35 °C, nell'esempio), in base alla temperatura della sorgente disponibile per lo smaltimento del calore (anche qui con il relativo ΔT , ovviamente), dall'intersezione della relativa isoterma con la curva di saturazione del refrigerante puro rimane individuata anche la pressione massima (condensazione e generazione del vapore di refrigerante), insieme alla concentrazione della soluzione diluita all'ingresso della pompa di circolazione che alimenta il generatore (circa 57%, nell'esempio); nel caso di doppio effetto, si tratterà della pressione intermedia
- ✓ Fissata tale concentrazione, rimane infine univocamente individuata la temperatura a cui inizierà il processo di evaporazione del refrigerante all'interno del generatore (circa 72 °C, nel I esempio, circa 80 ° nel successivo) => *non è possibile far funzionare la macchina se non si dispone di un fluido a temperatura superiore a quella di generazione così individuata*

Gruppi ad assorbimento: diagramma di Duhring e temperature di esercizio (esempio per H₂O/BrLi)

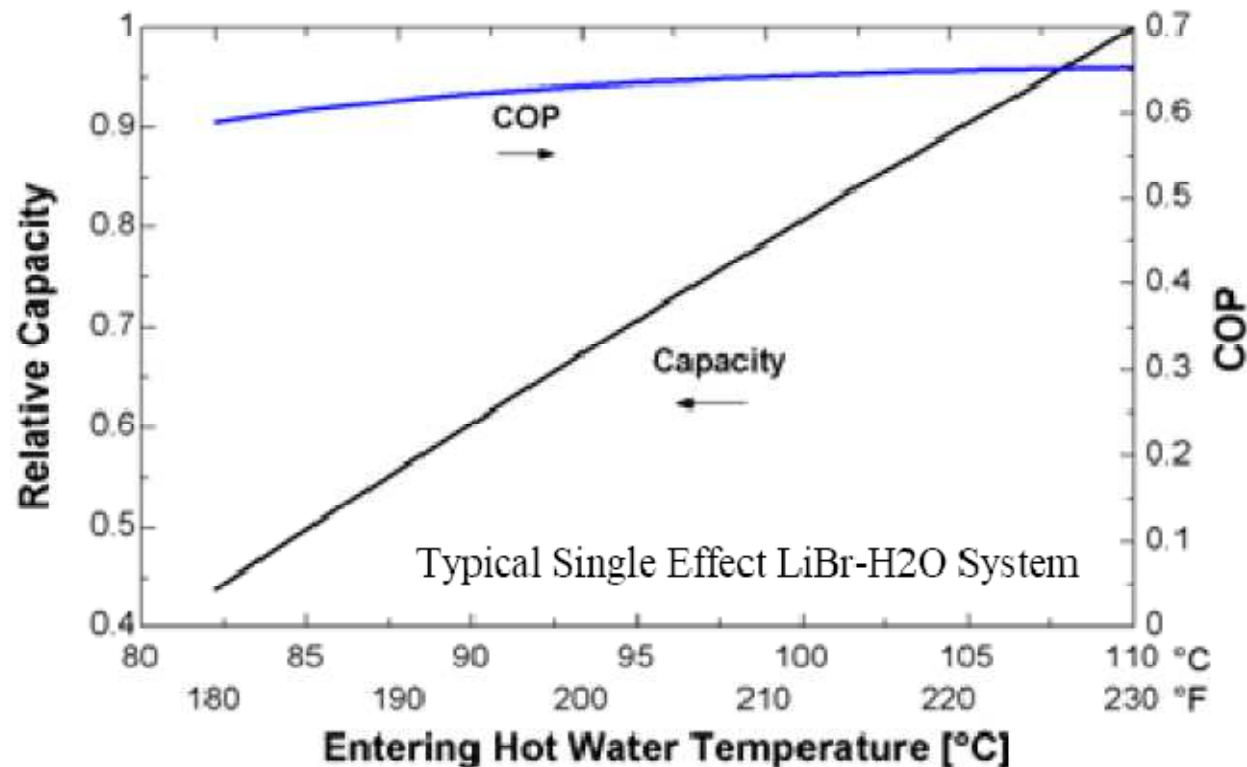


Impianti frigoriferi (ACH) e pompe di calore (AHP) ad assorbimento: punti chiave sul diagramma (p,t) => diagramma di Duhring

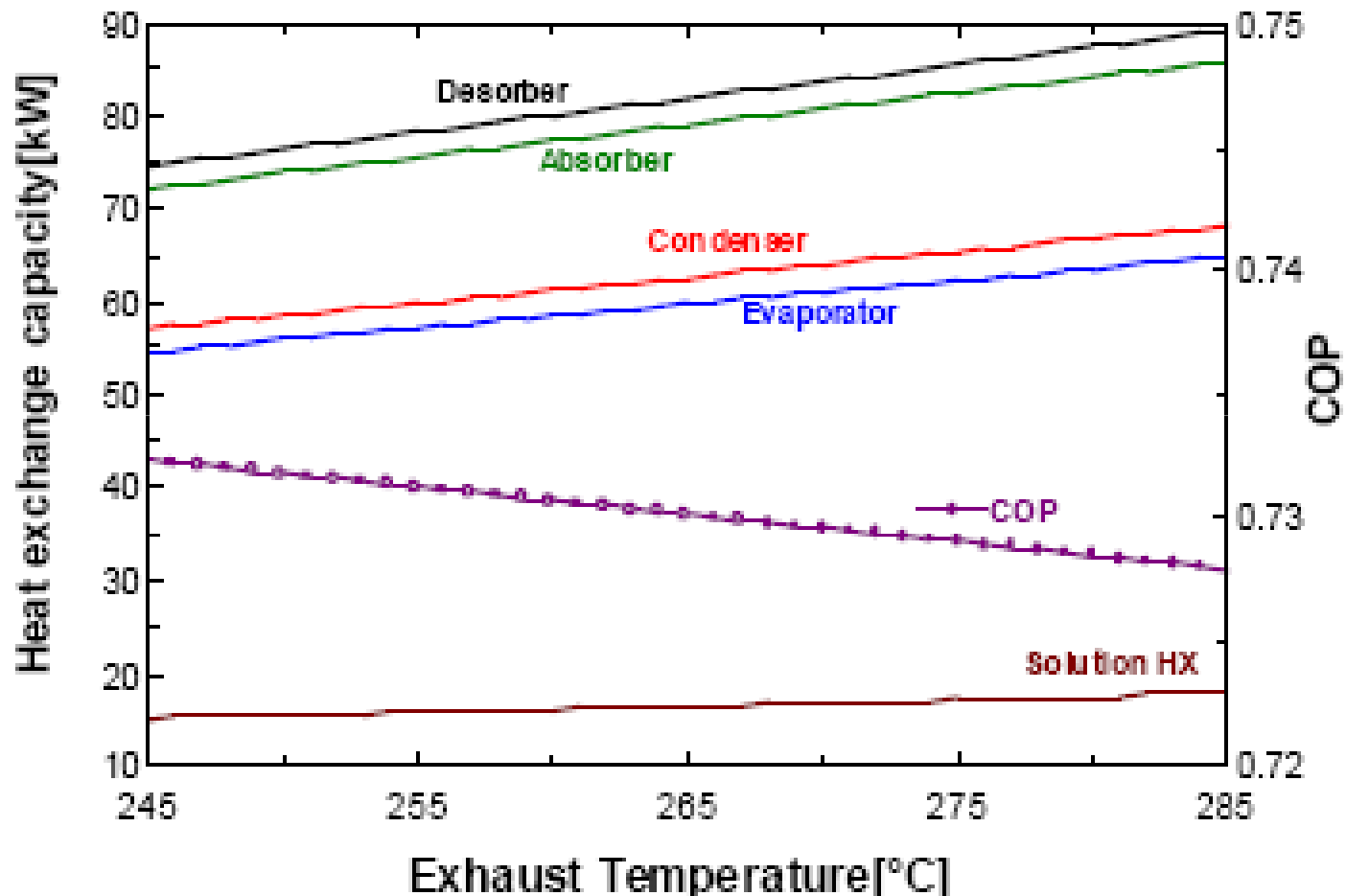


Influenza della temperatura della sorgente calda sulle prestazioni

- ✓ Alla luce di quanto detto, è evidente che la temp. di ingresso del fluido caldo:
 - influisce poco sul COP (la T_G al generatore di fatto è vincolata da quelle di evaporazione e, soprattutto, da quelle di assorbimento/condensazione)
 - incide molto sulla resa: al diminuire della T di alimentazione della macchina, si riduce la potenza termica che il fluido caldo riesce a cedere alla soluzione nel generatore, e quindi la portata di refrigerante utilmente prodotta: $\dot{Q} \approx (UA)(\bar{T}_{\text{fluido caldo}} - \bar{T}_{\text{soluzione}})$



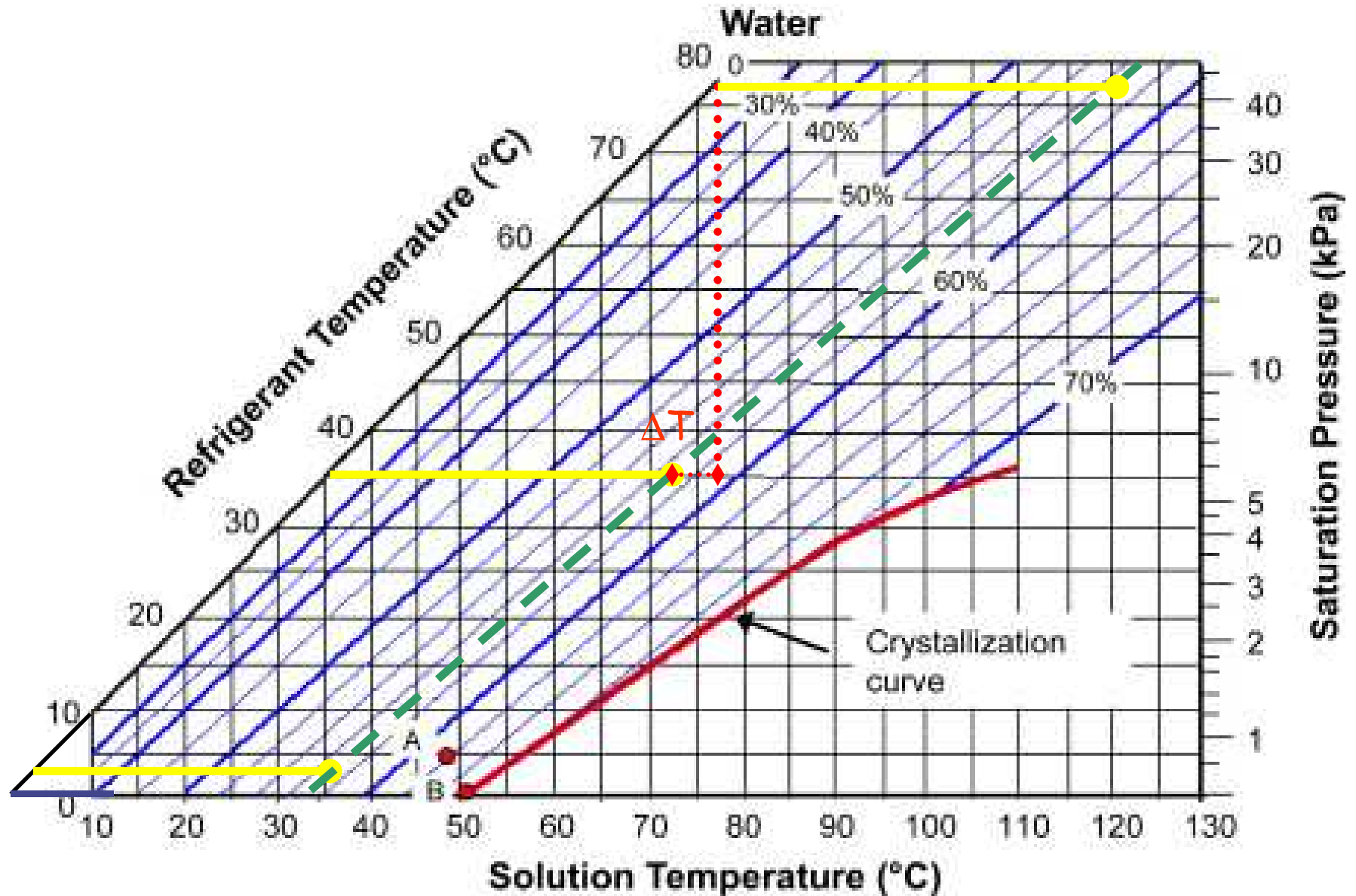
ACH: influenza della temperatura della sorgente calda -
esempio per un sistema alimentato dai gas di scarico di una microturbina



Gruppi ad assorbimento: diagramma di Duhring e temperature di esercizio (esempio per H₂O/BrLi, doppio effetto)

- ✓ La soluzione diluita proveniente dall'assorbitore viene in parte inviata al generatore di alta T, in parte a quello di bassa T; il vapore di refrigerante prodotto dal generatore di alta T viene usato come fluido caldo per il secondo generatore, che funziona senza apporto termico esterno; 1 kg di vapore del generatore di alta T (G1) fa evaporare circa 1 kg di vapore nel generatore a bassa T (G2), cosicché, a parità di apporto termico dall'esterno, il COP è circa doppio rispetto alla macchina a effetto singolo.
- ✓ Ovviamente, il prezzo da pagare, oltre alla maggiore complessità della macchina (e quindi all'incremento dei costi di investimento), è l'innalzamento della temperatura di generazione nel generatore alimentato dall'input termico esterno (G1), rispetto a quello che si avrebbe con un singolo effetto, a parità di condizioni.
- ✓ In caso di assorbitore a due effetti, infatti, per conoscere la T a cui inizierà il processo di evaporazione nel generatore ad alta temperatura (G1) occorre innanzitutto sommare alla T di inizio generazione del secondo generatore, G2 (pari ancora a 72 °C, come nell'esempio precedente) il ΔT necessario allo scambio termico con il vapore proveniente da G1 (circa 5 °C, nell'esempio): si ottiene in tal modo la T cui deve essere disponibile il vapore puro di refrigerante proveniente da G1, e quindi la relativa pressione; successivamente, intersecando l'isobara corrispondente a questa pressione massima con la curva di saturazione corrispondente alla concentrazione della soluzione diluita, già precedentemente individuata, si ottiene la T di inizio evaporazione nel generatore G1 (nell'esempio, circa 120 °C).

Gruppi ad assorbimento: diagramma di Duhring e temperature di esercizio (esempio per H₂O/BrLi a doppio effetto)



Esempio numerico

- 1) calcolare la temperatura di generazione corrispondente ad una T di evaporaz. di 3 °C, una T di assorbimento e condensaz. di 35 °C per un assorbitore ad effetto singolo e uno a doppio effetto (G1): in questo caso, assumere un ΔT di 10 °C nel G2;

risultati:

- temp. di generaz. $\cong 72$ °C (1 effetto) \Rightarrow temperatura minima dell'energia di input $\cong 75\div 80$ °C

- temp. di generaz. $\cong 120$ °C (2 effetti) \Rightarrow temperatura minima dell'energia di input $\cong 130\div 140$ °C

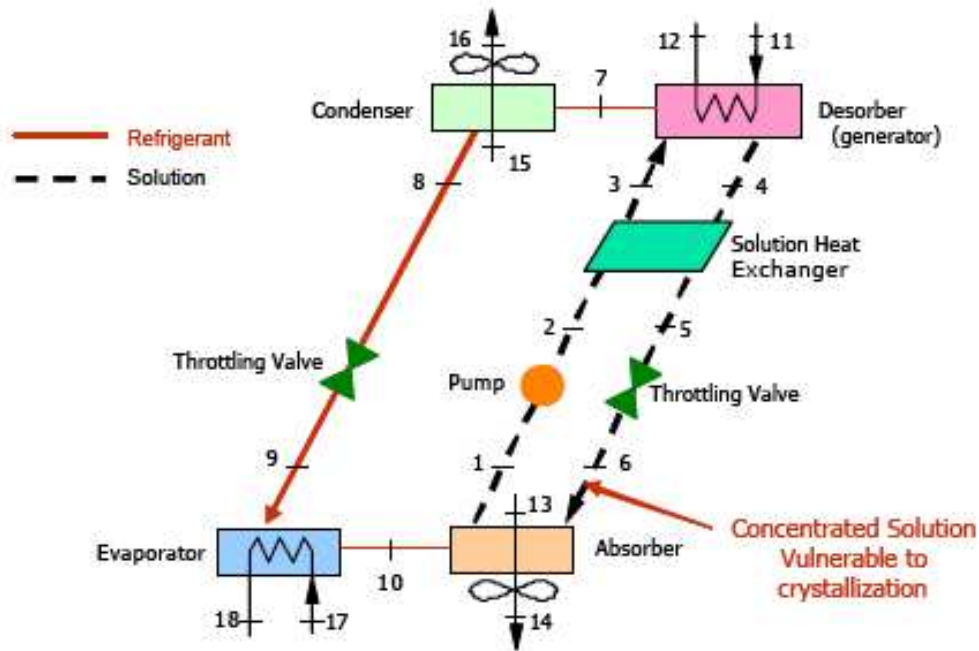
- 2) calcolare i corrispondenti valori di COP nell'ipotesi di endoreversibilità della macchina*:

risultati:

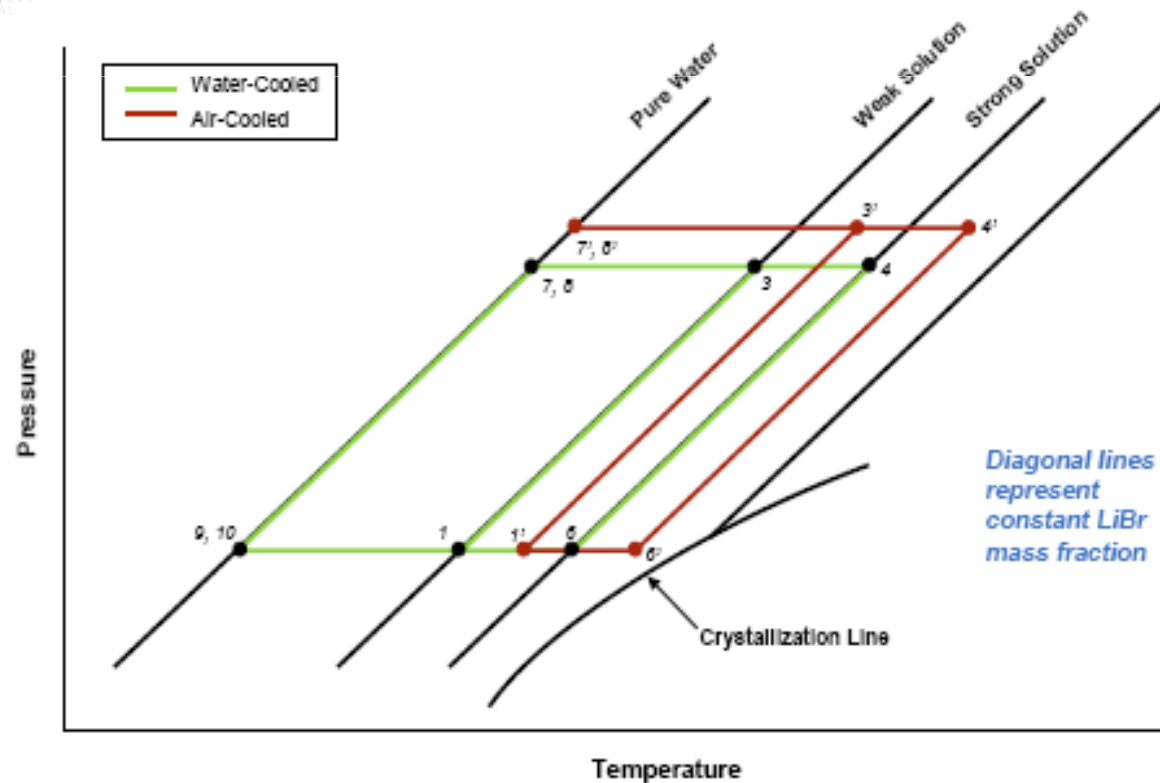
- COP = 0,93 (1 effetto)

- COP = 1,87 (2 effetti)

* $COP_{endorev.} = (1/T_{co} - 1/T_g) / (1/T_{ev} - 1/T_{co})$; il COP reale è tipicamente del 25÷30% più basso

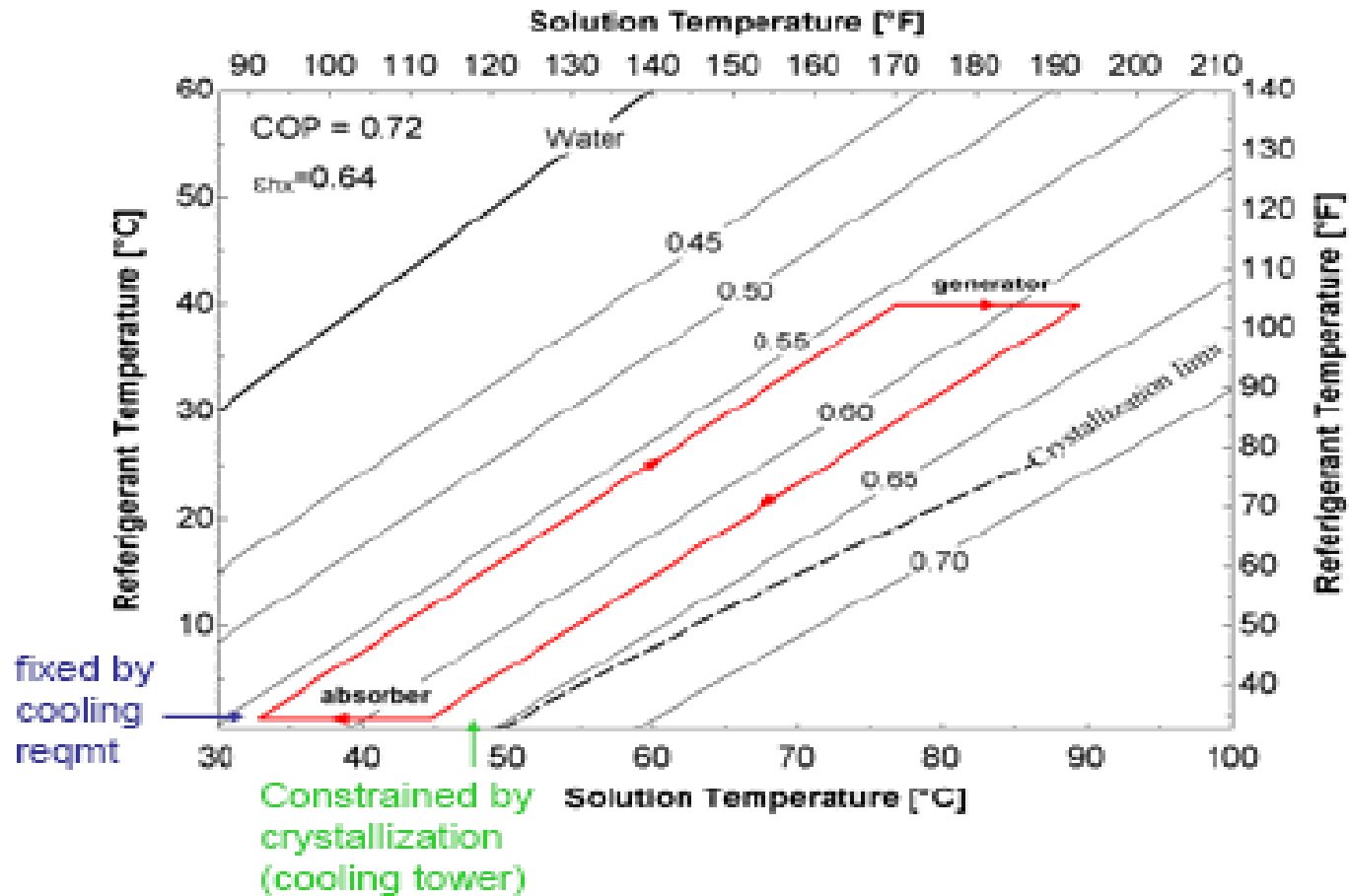


Gruppi ad assorbimento ad $H_2O/BrLi$: il problema della cristallizzazione



Impianti frigoriferi (ACH) e pompe di calore (AHP)
ad assorbimento: diagramma di Duhring

Typical LiBr-H₂O cycle



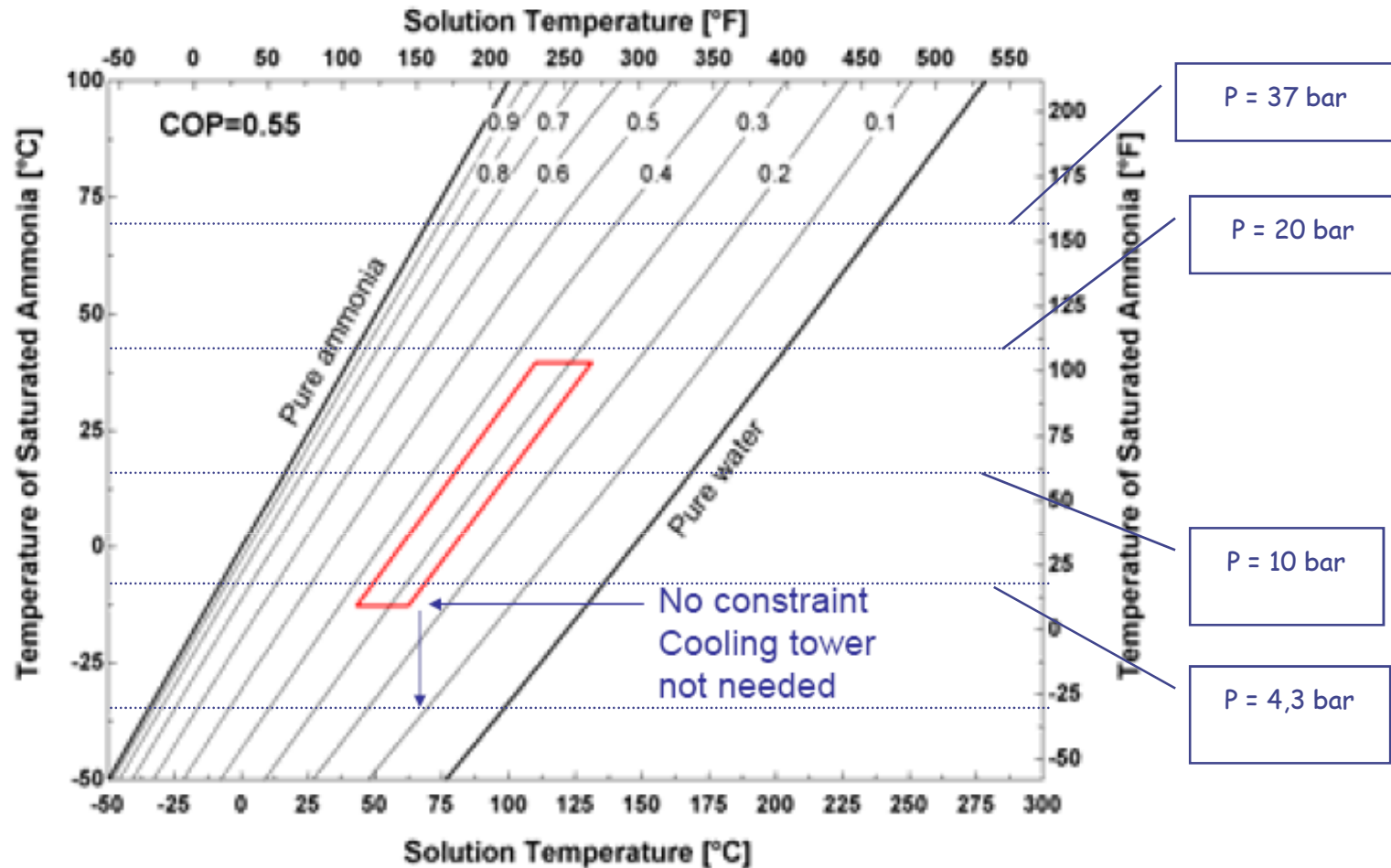
Gruppi ad assorbimento ad H₂O/BrLi: il problema della cristallizzazione

- ✓ All'aumentare della temperatura di assorbimento e condensazione, la pressione massima di esercizio aumenta (linee rosse), e quindi la soluzione concentrata proveniente dal generatore, dopo la laminazione, si può trovare in condizioni prossime alla cristallizzazione



- ✓ Gli assorbitori ad H₂O/BrLi devono essere sempre **raffreddati mediante torre evaporativa**, per garantire anche in condizioni climatiche sfavorevoli (alta T esterna) una temperatura massima all'ingresso dell'assorbitore non superiore a 45 °C circa
- ✓ Il calore da smaltire è, tra l'altro, nettamente superiore a quello di un ciclo a compressione di vapore: $Q_A/Q_B = (COP_F + 1)/COP_F \Rightarrow$ torri di raffreddamento più grandi e costose (anche in termini di costi di esercizio)
- ✓ Per gli stessi motivi, le macchine ad **H₂O/BrLi non possono essere usate efficacemente come pompa di calore**, se non per erogare energia a bassa T (max 30÷35 °C, circa: piscine, pannelli radianti, piscicoltura, ...).

Gruppi ad assorbimento ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$): le temperature di esercizio



Osservazioni:

- non ci sono problemi di cristallizzazione, possibile funzionamento in pompa di calore senza limitazioni sulle T dell'utenza
- pressioni elevate
- temperatura di generazione leggermente più elevata (di solito, l'alimentazione viene realizzata con acqua ad almeno $110\div 120\text{ }^\circ\text{C}$)

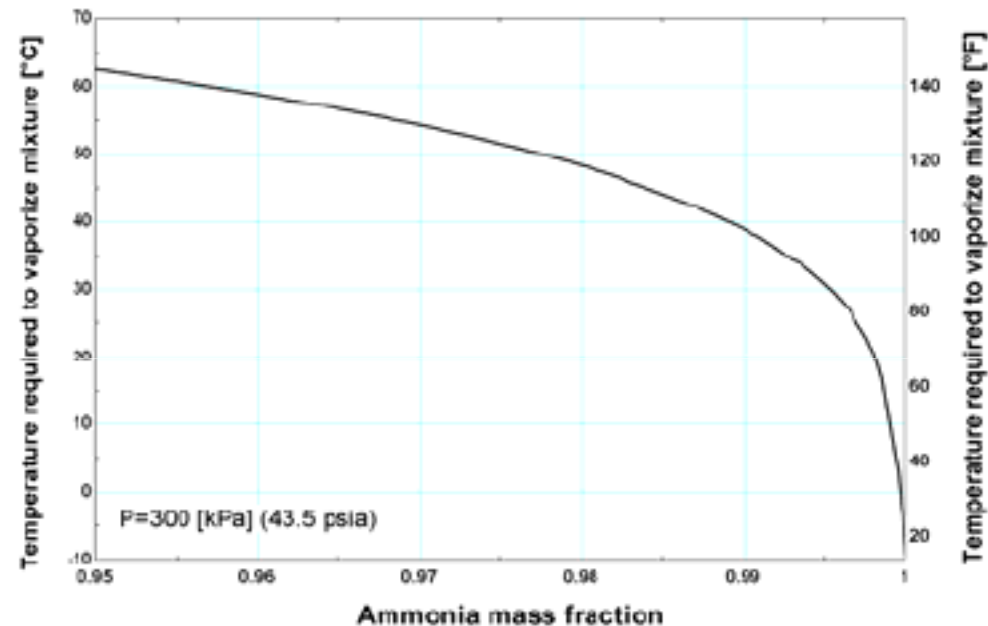
Gruppi ad assorbimento ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$): la "rettifica"

- ✓ Nel generatore, insieme all'ammoniaca **evapora anche dell'acqua** (la differenza di volatilità non è elevata)
- ✓ La presenza di acqua nel vapore di refrigerante ovviamente **aumenta la relativa T di evaporazione** a una fissata pressione, **rendendo impossibile il conseguimento dell'effetto frigorifero desiderato**



- ✓ E' necessaria la "rettifica" dopo il generatore (raffreddamento del vapore ottenuto, in modo da far condensare le tracce d'acqua presenti: condensa però anche un po' di ammoniaca, che era stata fatta quindi evaporare inutilmente => il COP diminuisce, a parità di condizioni, rispetto alle macchine ad $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$)

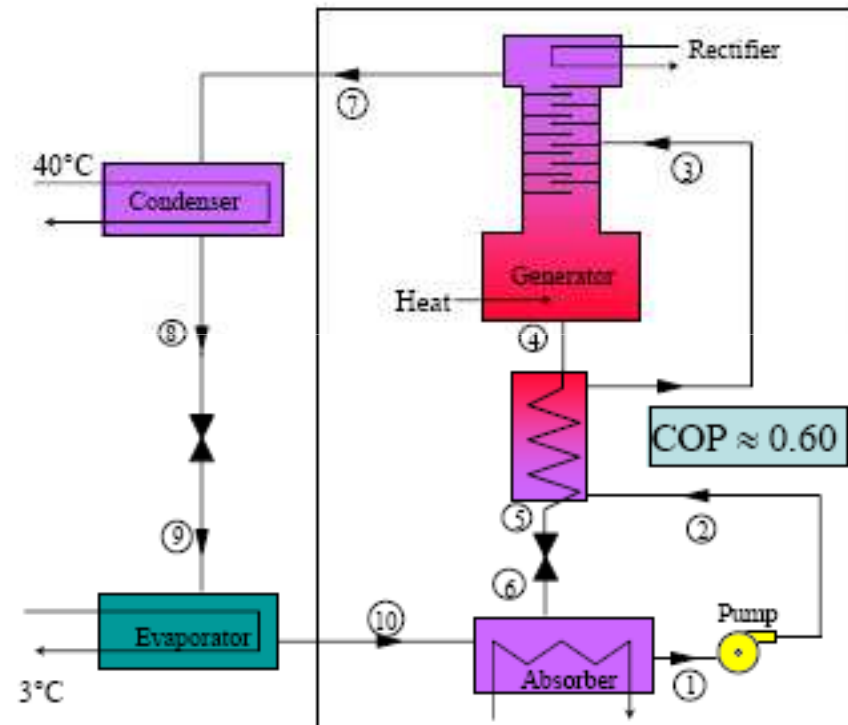
Effect of Water in Evaporator



Rectification reduces the amount of water entering the evaporator

Gruppi ad assorbimento ad $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$: la "rettifica"

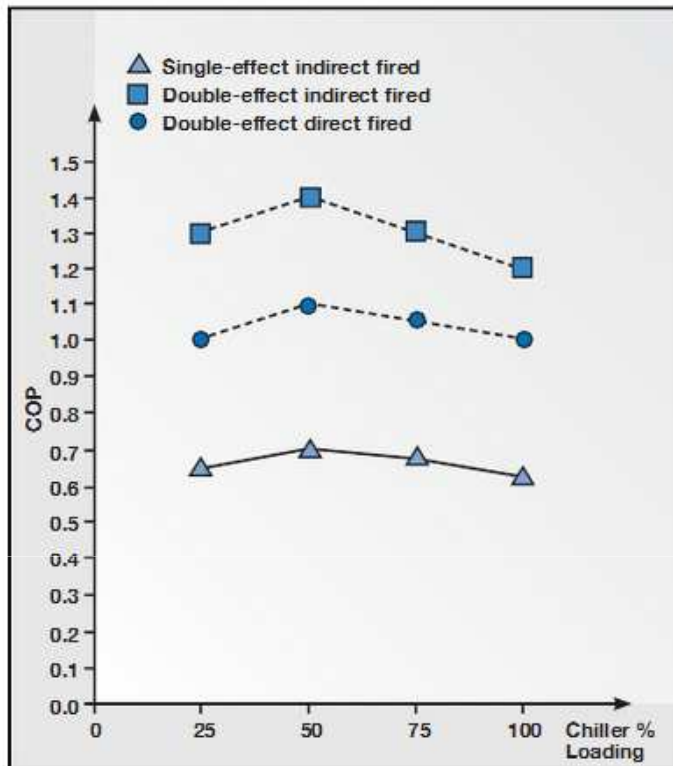
$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ Requires Rectifier



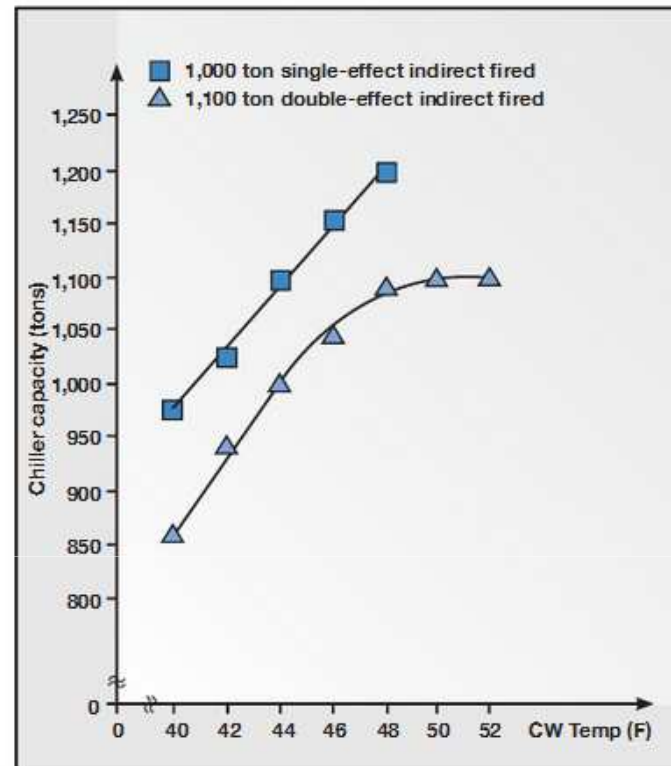
Macchine ad assorbimento: classificazione e quadro riepilogativo

- ✓ In base al tipo di sorgente termica:
 - macchine a fiamma diretta (con bruciatore);
 - macchine ad alimentazione indiretta (l'energia termica necessaria per il funzionamento viene fornita da un opportuno fluido caldo).
- ✓ In base al numero di effetti:
 - macchine a effetto singolo (*per macchine indirette, temperatura minima di alimentazione $\cong 75\text{ }^\circ\text{C}$*):
 - $\text{COP}_F = 0,6 \div 0,7$
 - $\text{COP}_{HP} = 1,4 \div 1,6$;
 - macchine a doppio effetto (*per macchine indirette, temperatura minima di alimentazione $\cong 130\text{ }^\circ\text{C}$*):
 - $\text{COP}_F = 1,0 \div 1,2$
- ✓ In base alla miscela di fluidi di lavoro (refrigerante/solvente):
 - $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$
 - $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Macchine ad assorbimento: esempio di curve caratteristiche

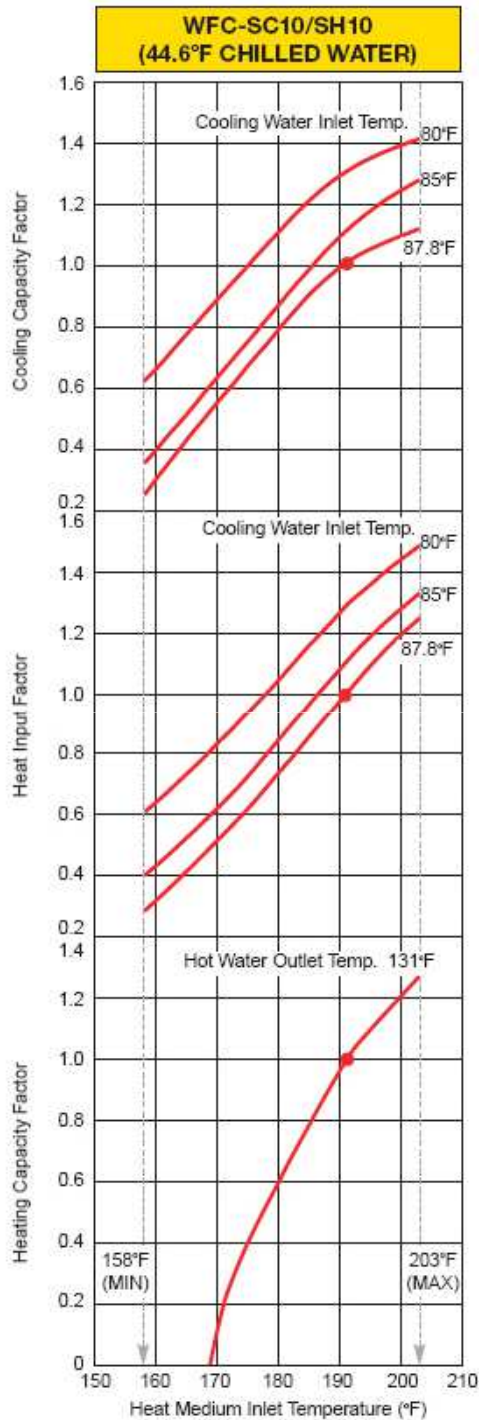


GRAPH 1. Chiller part-load energy usage.

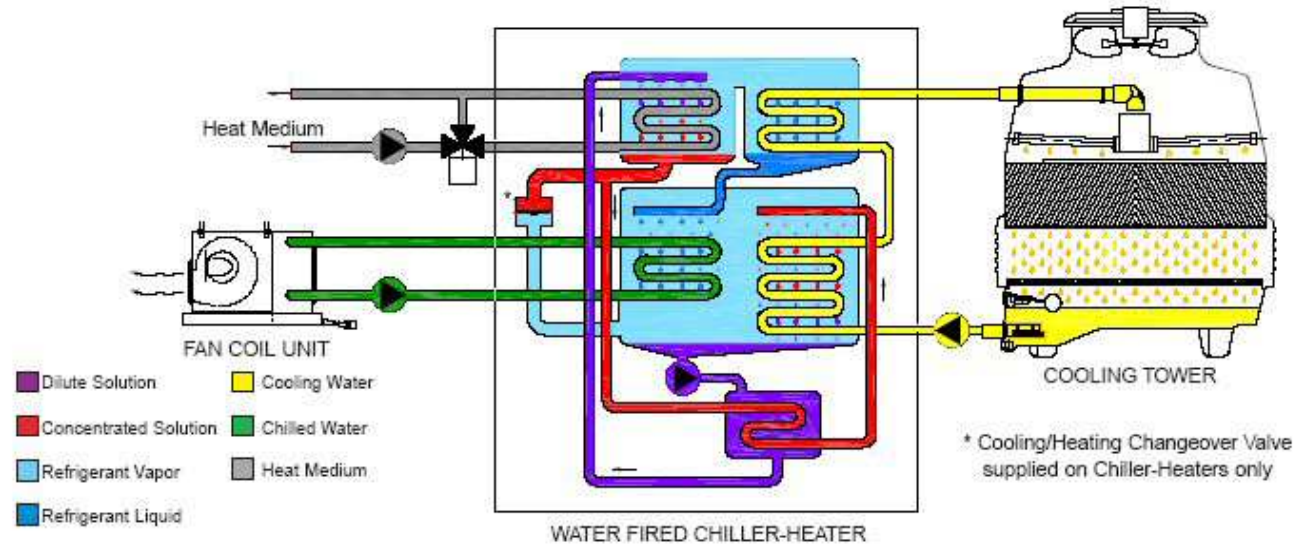


GRAPH 2. Chiller capacity vs. condenser entering water temperature.

- ✓ L'assenza del compressore rende le macchine poco sensibili al fattore di carico (purché sia presente un sistema di modulazione dell'input termico): abitualmente, il COP è addirittura più alto in condizioni di carico parziale che non al 100% del carico.
- ✓ Va inoltre considerata la forte sensibilità della resa non solo alla temperatura di alimentazione, come già visto, ma anche alla temperatura ambiente ($\Rightarrow T_A \cong T_{CO}$); in particolare, in presenza di torre evaporativa, le prestazioni dipendono essenzialmente dalla temperatura di bulbo bagnato dell'aria esterna.



Macchine ad assorbimento: esempio di curve caratteristiche (Yazaki)

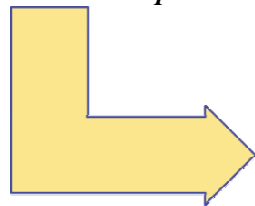


Assorbitori a fiamma diretta: analisi termodinamica

Confronto con caldaia/chiller elettrico o EHP per assorbitori a fiamma diretta



$$CUC_{AHP} = \frac{E_{T(F)}}{E_p} = COP_{AHP}$$



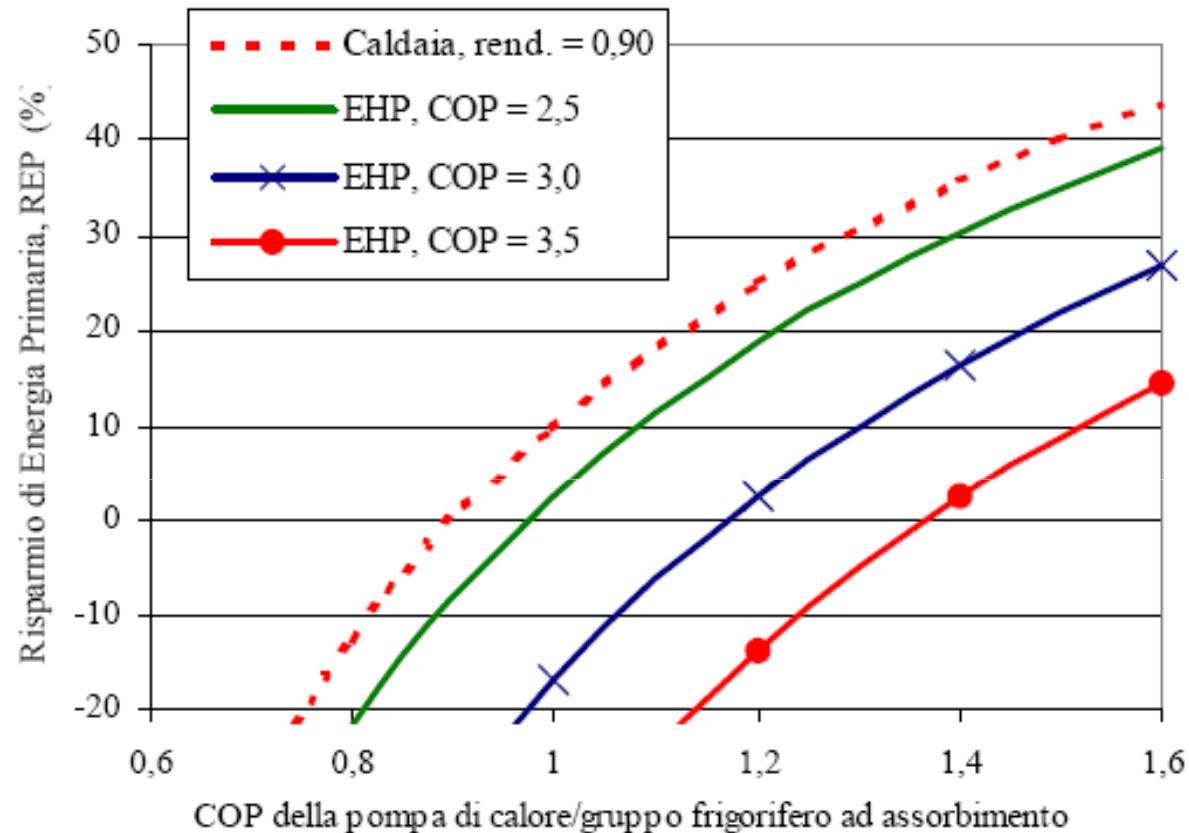
$$\text{Confronto con caldaia : } \frac{\Delta E_p}{E_p} = 1 - \frac{\eta_{CA}}{COP_{AHP}}$$

$$\text{Confronto con EHP : } \frac{\Delta E_p}{E_p} = 1 - \frac{\eta_{EL} \times COP_{EHP}}{COP_{AHP}}$$

N.B.: in caso di alimentazione mediante gen. di calore tradizionale, basta moltiplicare il COP della macchina per il rendimento del generatore di calore

N.B. : si trascura il consumo di energia elettrica dell'AHP, tipicamente dell'ordine del 5% di quello di una macchina elettrica

Assorbitori a fiamma diretta: analisi termodinamica



Risparmio di energia primaria per un sistema ad assorbimento rispetto ad una caldaia o ad una EHP (frigorifero e/o pompa di calore).

Assorbitori a fiamma diretta: analisi economica

Confronto con caldaia/chiller elettrico o EHP (ipotesi di alimentazione a Gas Naturale, GN)



$$c_{u,AHP} = \frac{c_{u,GN}}{COP_{AHP} \times PCI}$$



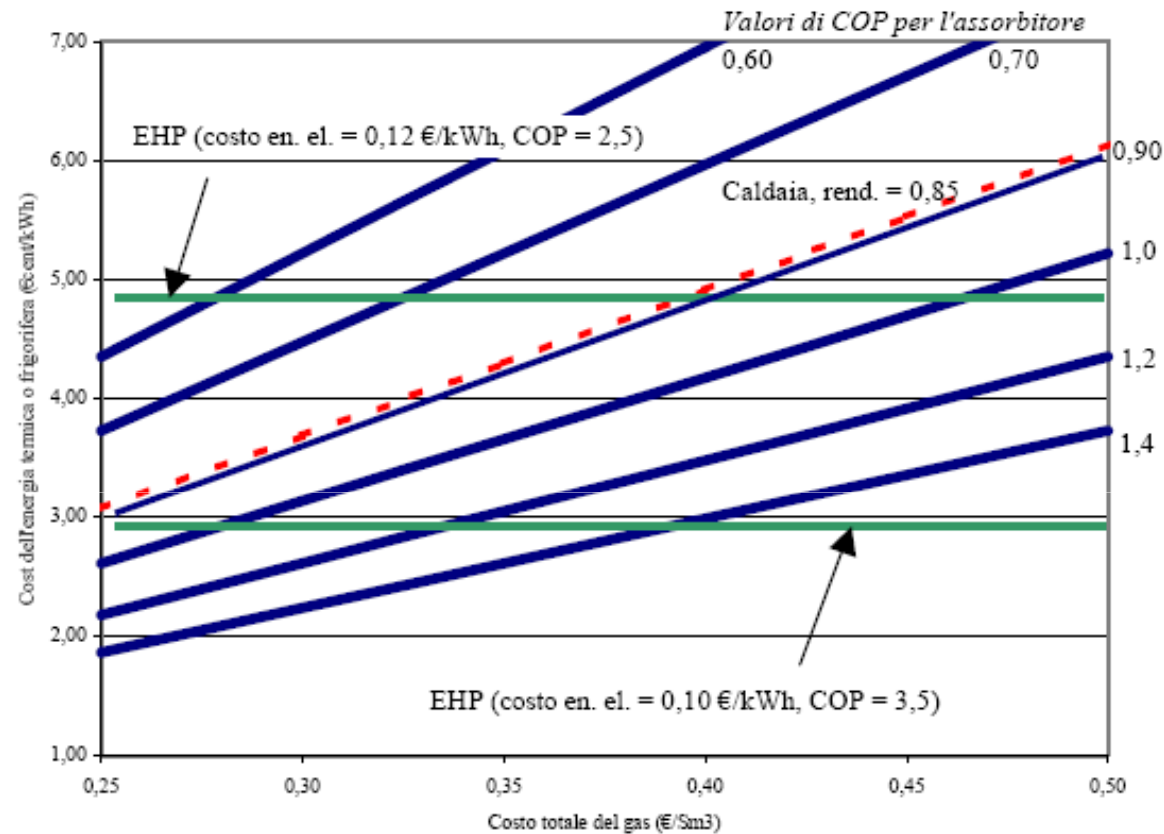
$$\text{Confronto con caldaia : } SPB = \frac{I}{\Delta CE} = \frac{I/P_T}{\left(\frac{1}{\eta_{CA}} - \frac{1}{COP_{AHP}} \right) \frac{c_{u,GN} \times H_{eq}}{PCI}}$$

$$\text{Confronto con EHP : } SPB = \frac{I}{\Delta CE} = \frac{I/P_{T(F)}}{\left(\frac{c_{u,EE}}{COP_{EHP}} - \frac{c_{u,GN}}{COP_{AHP} \times PCI} \right) \times H_{eq}}$$

N.B.: in caso di alimentazione mediante gen. di calore tradizionale, basta moltiplicare il COP della macchina per il rendimento del generatore di calore

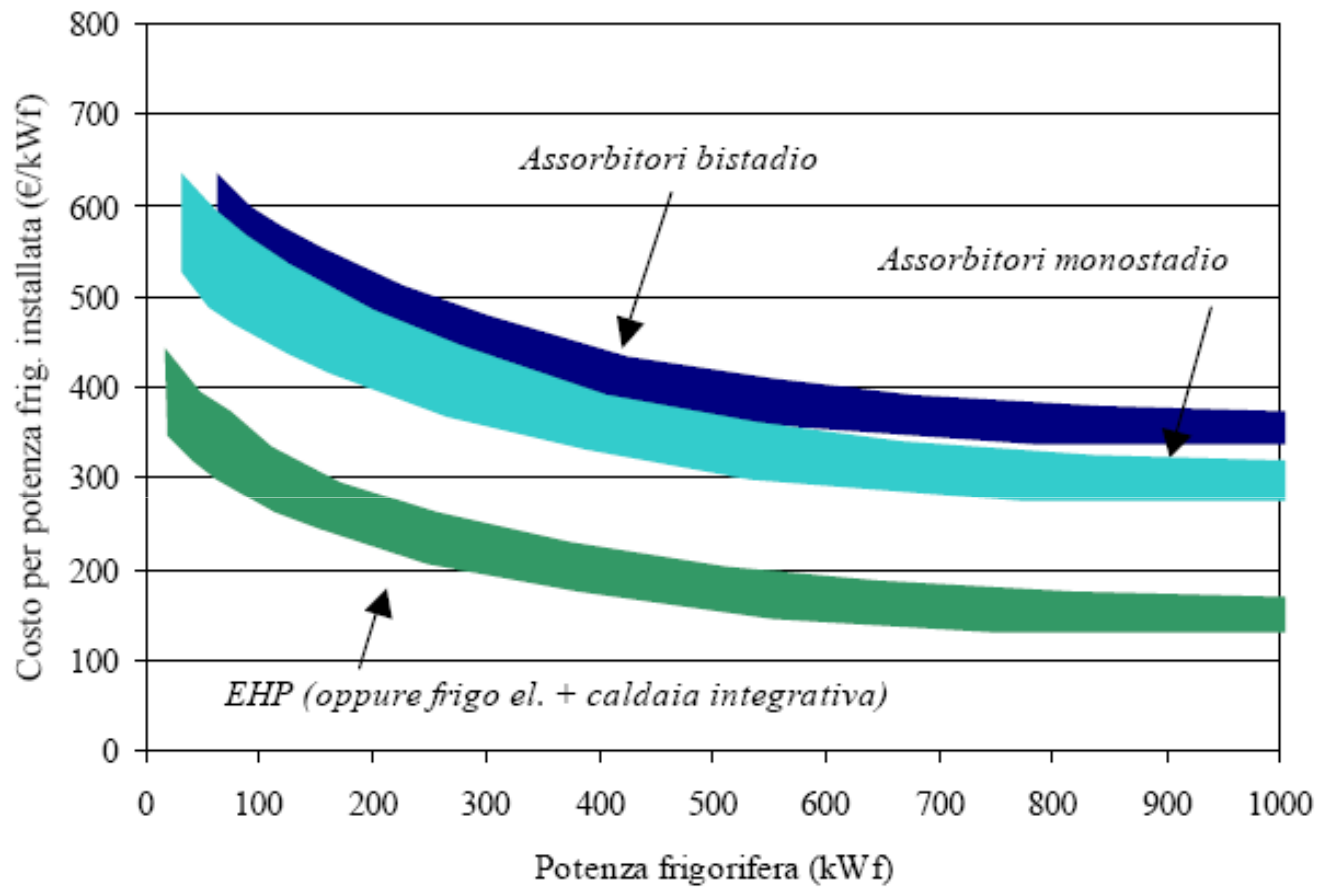
N.B. : si trascura il consumo di energia elettrica dell'AHP, tipicamente dell'ordine del 5% di quello di una macchina elettrica, ed il maggior costo di manutenzione

Assorbitori a fiamma diretta: analisi economica



Costo dell'energia termica o frigorifera erogata per assorbitori, EHP, caldaia (rendimento netto = 85%), in funzione del costo del gas naturale.

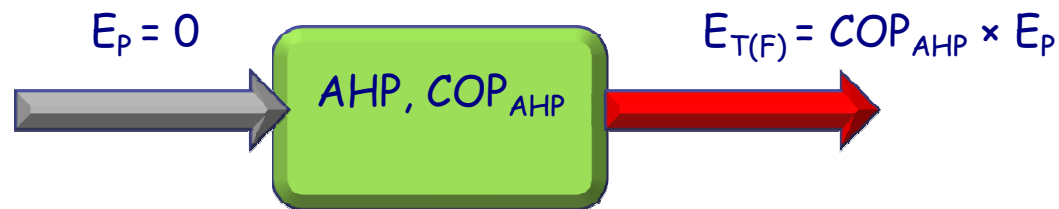
Assorbitori: costi di investimento



Costo specifico per gruppi ad assorbimento
(per ottenere i costi in opera, valori da incrementare del 30÷40%)

Assorbitori alimentati da reflui termici o fonti rinnovabili: analisi termodinamica ed economica

Confronto con caldaia a GN + chiller elettrico oppure con EHP



Confronto con caldaia : $\Delta E_p = E_T / \eta_{CA}$

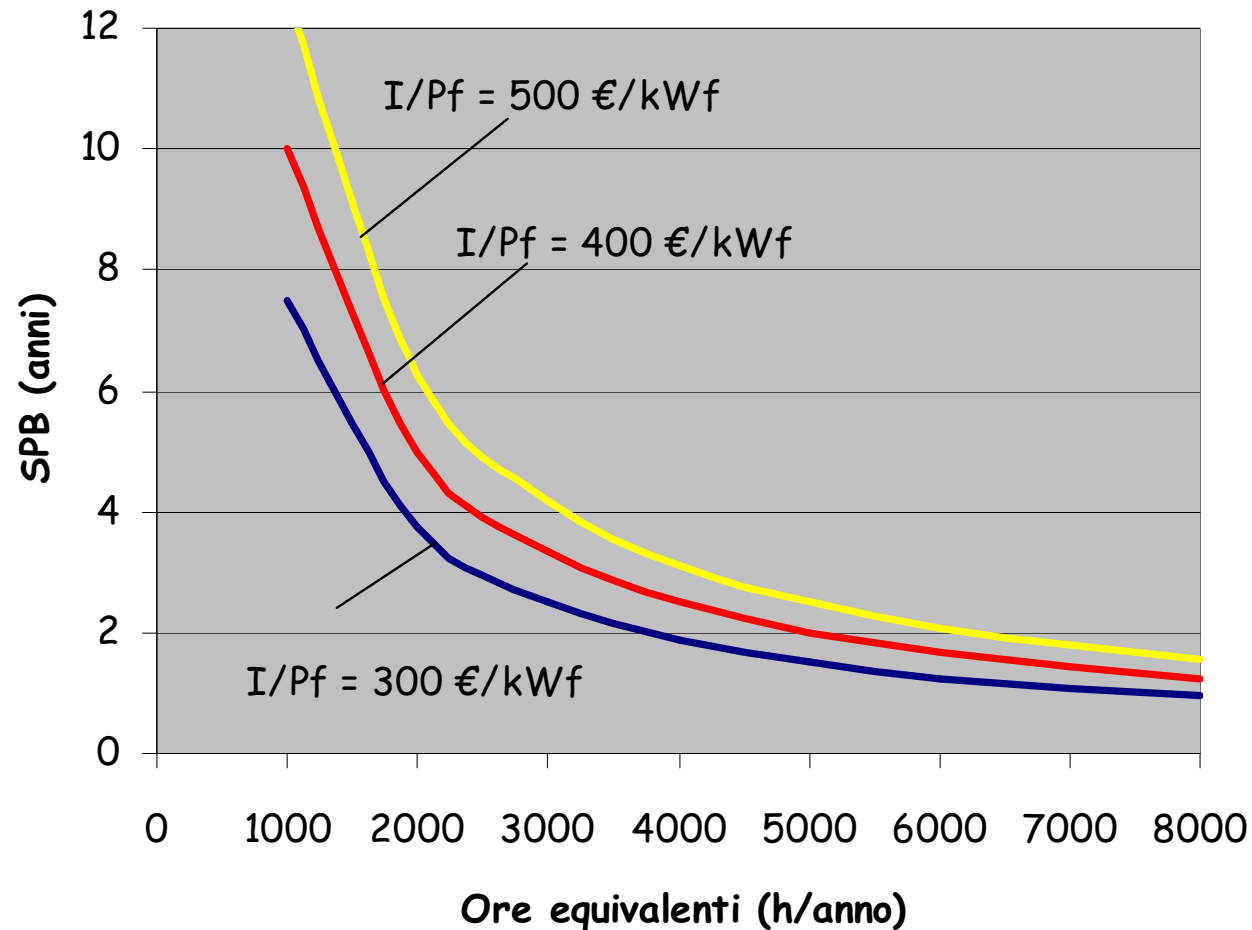
Confronto con EHP : $\Delta E_p = E_T / (\eta_{EL} \times COP_{EHP})$

Confronto con caldaia : $SPB = \frac{I}{\Delta CE} = \frac{I/P_T}{\left(\frac{I}{\eta_{CA}}\right) \frac{c_{u,GN} \times H_{eq}}{PCI}}$

Confronto con EHP : $SPB = \frac{I}{\Delta CE} = \frac{I/P_{T(F)}}{\left(\frac{c_{u,EE}}{COP_{EHP}}\right) \times H_{eq}}$

N.B. : si trascura il consumo di energia elettrica dell'AHP, tipicamente dell'ordine del 5% di quello di una macchina elettrica, ed il maggior costo di manutenzione

Assorbitori alimentati da reflui termici o fonti rinnovabili: analisi economica



SPB rispetto a chiller elettrico in funzione delle ore equiv. di esercizio (E_f/P_f), per $C_{ue} = 0,12 \text{ €/kWh}$ e $COP_{EHP} = 3,0$

ACH e AHP: quadro riepilogativo

- ✓ Principali vantaggi:
 - uso di fluidi ecocompatibili (ODP = GWP = 0)
 - possibilità di impiego di energia termica (anche reflui oppure energia da fonte rinnovabile) invece che elettrica nella refrigerazione;
 - macchine statiche, affidabili e relativamente silenziose;
 - sistemi molto efficienti a carico parziale (se muniti di modulazione dell'input termico);
 - elevate efficienze nel funzionamento in pompa di calore e/o nel funzionamento come macchina frigorifera con recupero termico del calore di condensazione ed assorbimento (a T non superiori a 35 °C, nel caso di macchine ad H₂O/LiBr)

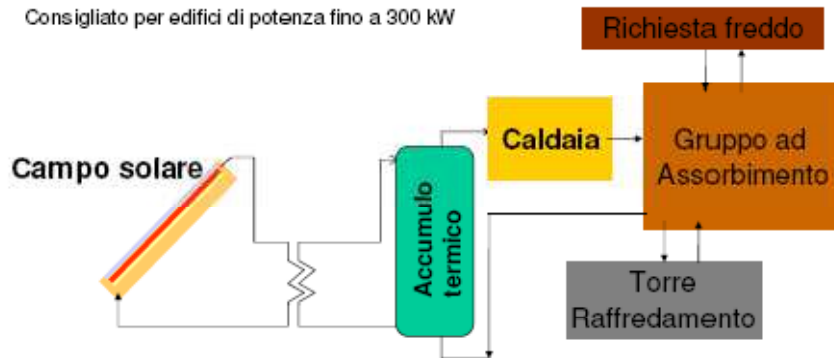
- ✓ Principali inconvenienti:
 - efficienze relativamente basse nel funzionamento in chiller (ovviamente in caso di sistemi a fiamma diretta: se si usano reflui termici o fonti rinnovabili, l'input termico è "gratuito")*;
 - necessità (per sistemi ad H₂O/LiBr) di torre di raffreddamento;
 - esigenze di manutenzione specialistica;
 - costi ancora abbastanza elevati.

* Nei modelli a pompa di calore l'efficienza media è però interessante

Allacciamento solare termico - assorbimento

Schema di principio

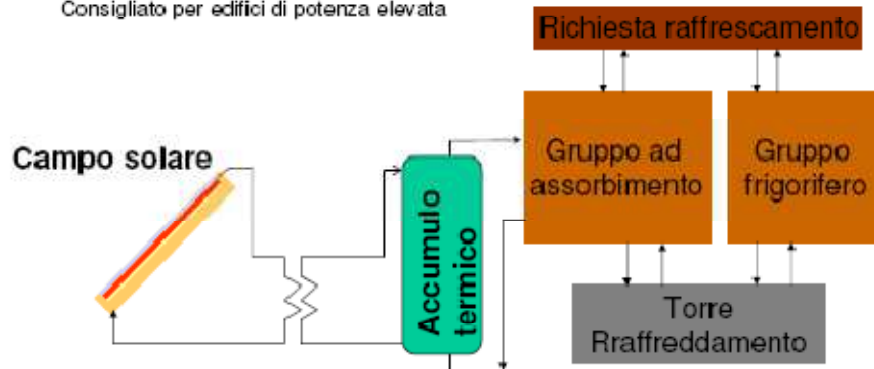
Consigliato per edifici di potenza fino a 300 kW



Allacciamento solare termico - assorbimento

Schema di principio

Consigliato per edifici di potenza elevata



Esempi: il "Solar Cooling"

Accoppiamento tra pannelli solari (ad alta efficienza, sottovuoto oppure a concentrazione) con macchine frigorifere ad attivazione termica



Prospettive molto interessanti:

- 1) elevata disponibilità di freddo nelle ore estive più calde
- 2) maggiore utilizzo dei pannelli solari su base annua, rispetto alle applicazioni classiche (SPB più basso)
- 3) possibilità di funzionamento invernale in pompa di calore

Esempi: assorbitori alimentati da energia geotermica, case study per un Hotel in zona Agnano, Napoli (esercizio da sviluppare autonomamente)

DATI PRELIMINARI

- ✓ Presenza di una sorgente (a circa 20 m di profondità) in grado di fornire fino a 800 l/min di acqua calda a circa 80 °C
- ✓ Attualmente, il pozzo viene utilizzato per il riscaldamento e la produzione di A.C.S. (con restituzione in falda dell'acqua prelevata, in un secondo pozzo, a circa 45°C)
- ✓ Intervento ipotizzato: installazione di un gruppo ad assorbimento a singolo effetto per la copertura (parziale) del carico relativo al raffrescamento ambientale, alimentato con acqua a 80°C in mandata (75°C in uscita, $\Delta T \approx 5,0^\circ\text{C}$)

$$\Rightarrow P_{f,max} \approx (800/60) \times 4,19 \times 5,0 \times 0,70 \approx 200 \text{ kW}$$

N.B.: si può ritenere che l'intervento non influisca in modo apprezzabile sugli usi termici della sorgente già attualmente presenti: data la t di uscita dall'assorbitore, gli stessi possono essere effettuati a valle dell'assorbitore, in modo praticamente inalterato rispetto alla situazione preesistente.

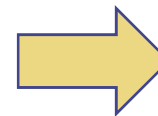
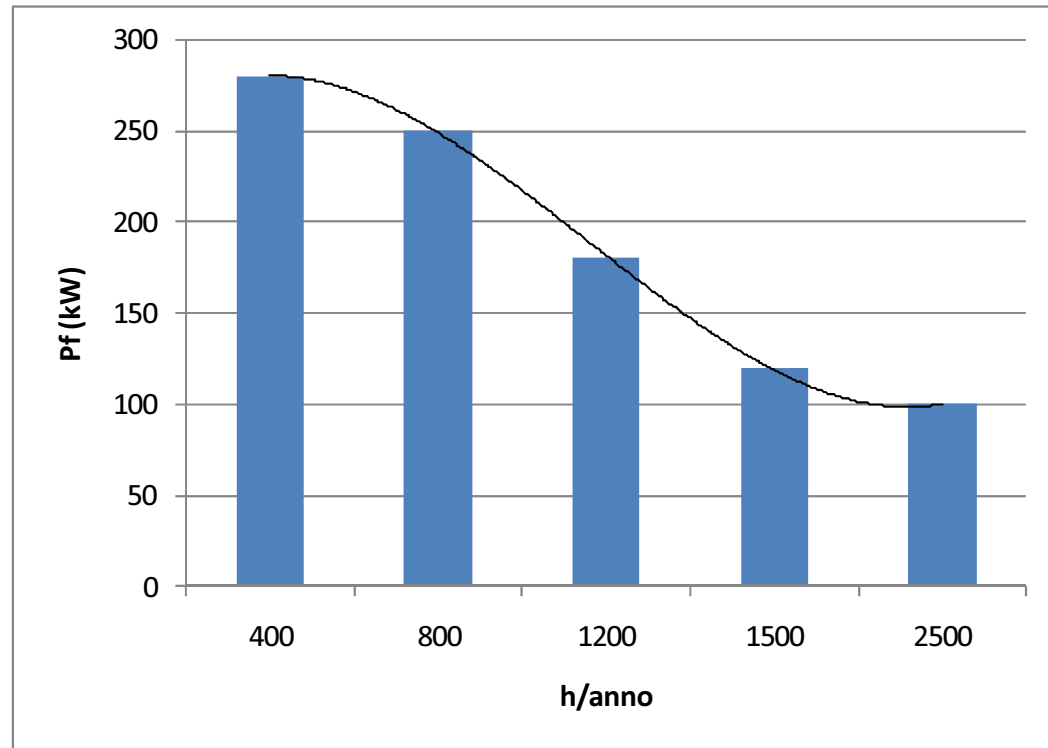


Case study per un Hotel in zona Agnano, Napoli

Ipotesi di calcolo:

- ✓ diagramma di durata del carico frigorifero => v. figura successiva
- ✓ COP medio stagionale chiller elettrici attuali = 2,5
- ✓ costo medio dell'energia elettrica consumata dai chiller elettrici attuali = 0,15 €/kWh
- ✓ possibile taglia nominale (calcolata con alimentazione a 95 °C) del chiller ad assorbimento: tra 50 e 250 kWf
- ✓ potenza effettiva con alimentazione a 80 °C = 75% della potenza nominale
- ✓ costi di realizzazione dell'impianto con chiller ad assorbimento, in base alla potenza nominale (calcolata con alimentazione a 95 °C):
 - 50 kWf (38 kW effettivi) => 50.000 €
 - 100 kWf (75 kW effettivi) => 90.000 €
 - 150 kWf (113 kW effettivi) => 125.000 €
 - 200 kWf (150 kW effettivi) => 150.000 €
 - 250 kWf (188 kW effettivi) => 170.000 €
- ✓ integrazioni frigorifere da realizzare con i chiller elettrici attuali
- ✓ maggiori costi per la manutenzione del gruppo ad assorbimento, per maggiori consumi di energia elettrica per emungimento acqua calda e torre di raffreddamento pari a circa il 2% dell'investimento
- ✓ dipendenza del COP e della resa frigorifera dalle condizioni ambientali esterne (T_{bb}) e dal fattore di carico trascurabile (stima preliminare)

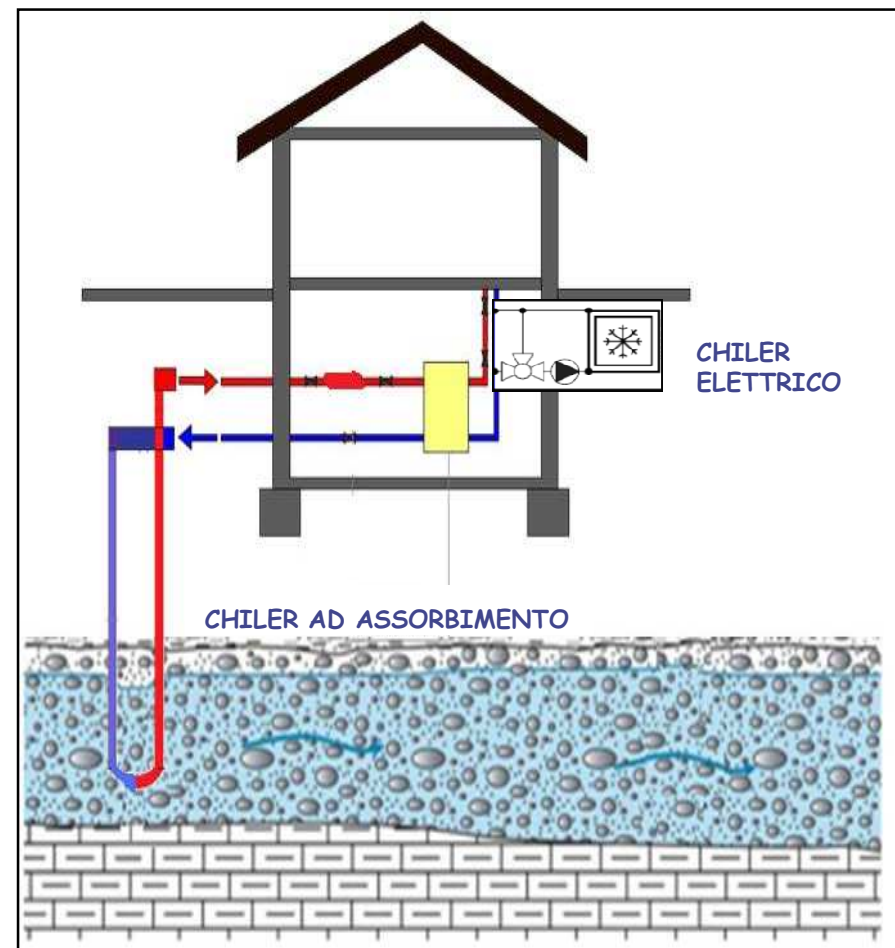
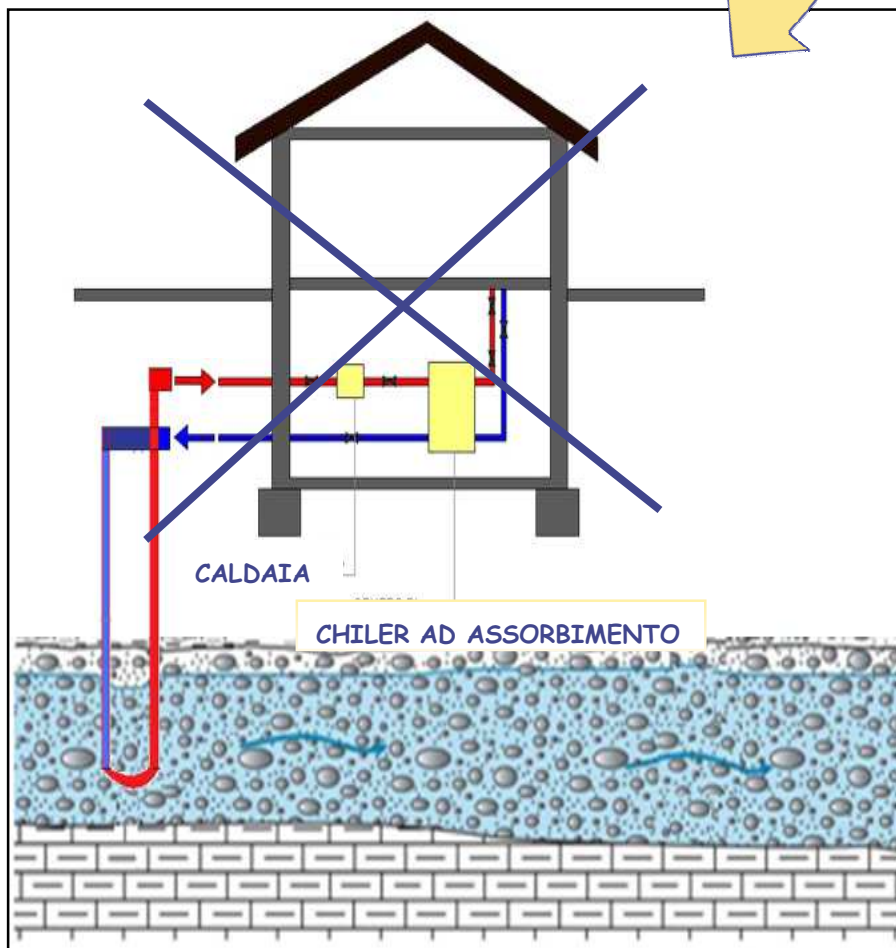
Case study per un Hotel in zona Agnano, Napoli:
curva di durata della richiesta di energia frigorifera



h/anno	Pf (kW)
400	280
800	250
1200	180
1500	120
2500	100

Case study per un Hotel in zona Agnano, Napoli: schema di principio

.. è agevole verificare che l'ipotesi di realizzare le integrazioni frigorifere con una caldaia è da scartare, per la minore efficienza rispetto alle integrazioni con chiller elettrico (peraltro già esistente)



Case study per un Hotel in zona Agnano, Napoli: analisi da effettuare autonomamente

- ✓ Calcolare, per ciascuna delle taglie nominali ipotizzate:
 - risparmio di energia primaria (rendimento medio el. di riferimento = 0,46)
 - riduzione delle emissioni di CO₂ (fattore medio = 0,48 kg/kWhe)
 - bay-back, VAN (20 anni, 5%) e indice di profitto (VAN/investimento), in due casi:
 - A = senza incentivazioni
 - B = con incentivo a fondo perduto pari al 30% dell'investimento

- ✓ Calcolare la sensibilità dei risultati ottenuti all'ipotesi di costo dell'energia elettrica, ipotizzando un possibile intervallo di variazione tra 0,13 e 0,17 €/kWh

Si suggerisce di sviluppare un foglio di calcolo excel per automatizzare i calcoli!