



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,  
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



*Ministero dello Sviluppo Economico*

## RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

*L. Rubini, M. Di Veroli, G. Habib, M. Lavra*



**ISES ITALIA**

STUDIO SULLA APPLICABILITA' DI SISTEMI E COMPONENTI ASSISTITI DA FONTI  
RINNOVABILI

L. Rubini, M. Di Veroli, G. Habib, M. Lavra (ISES ITALIA: International Solar Energy Society)

Settembre 2010

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Usi Finali

Tema: Sistemi di climatizzazione estiva ed invernale assistita da fonti rinnovabili

Responsabile Tema: Nicolandrea Calabrese, ENEA

*ISES ITALIA*

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

*SOLARE E GEOTERMIA*

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

## SOMMARIO

1. Introduzione .....	4
2. Problematiche energetiche .....	5
3. Analisi delle tecnologie .....	10
3.1. La Pompa di Calore .....	10
3.1. Le macchine ad assorbimento.....	14
Storia e prime applicazioni .....	14
Tipi di macchine di assorbimento .....	16
Schema macchine di assorbimento .....	17
3.2. Geotermico.....	22
3.3. Elioassistito .....	27
Generalità .....	27
Integral Type Solar-assisted Heat Pump.....	28
Altre configurazioni .....	30
3.4. Solar Cooling.....	32
Sistema di base .....	34
Sistemi a ciclo chiuso .....	35
Sistemi a ciclo aperto.....	36
3.5. Collettori solari .....	37
Collettori stazionari .....	37
Collettori solari piani.....	38
Collettori scoperti .....	40
Collettori solari sottovuoto.....	40
Compound parabolic collectors (cpc) .....	41
Collettori solari ad aria (Solarwall <sup>®</sup> ) .....	43
3.6. Rendimento dei collettori solari.....	44
Collettori piani .....	44
Collettori scoperti .....	46

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

Compound parabolic collectors.....	47
Collettori Solarwall® .....	47
4. INPUT .....	51
4.1. Località .....	51
4.2. Edifici .....	51
4.3. Dati geologici .....	52
5. Modellazione dei sistemi .....	64
5.1. Ipotesi considerate .....	64
5.2. Dimensionamento impianti.....	66
5.3. Impianto geotermico a sonde verticali .....	70
5.4. Impianto geotermico a sonde orizzontali .....	74
5.5. Impianto a pompa di calore elioassistita .....	77
5.6. Solar cooling .....	81
6. Risultati e Conclusioni.....	86
Milano .....	89
Napoli.....	90
Roma.....	91
Palermo.....	92
7. Tabella riassuntiva dei risultati .....	96
8. Bibliografia.....	98

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

## 1. INTRODUZIONE

Lo scopo di questo lavoro è effettuare uno studio dei possibili sistemi di climatizzazioni innovativi che sfruttino le energie rinnovabili. In particolare lo studio è volto al confronto di due particolari sistemi:

- I sistemi geotermici a pompa di calore a compressione;
- I sistemi “*solar cooling*”, con refrigeratore ad assorbimento.

Tali sono i sistemi tecnologicamente più maturi e che trovano maggiore diffusione commerciale, oltre ad essere oggetto di studi e sviluppi tecnologici.

Durante tale studio, una terza tecnologia è stata analizzata: si tratta dei sistemi “*elio assistiti*”. Tali sistemi si segnalano come una possibile soluzione tecnologica per il miglioramento delle prestazioni invernali delle pompe di calore a compressione. Si evidenzia come attualmente tali sistemi si segnalino come oggetto di ricerche sperimentali e non trovino diffusione tra i sistemi commercialmente disponibili, se non in rare eccezioni.

Lo studio è stato affrontato analizzando delle strutture edilizie statisticamente rappresentative delle costruzioni ad *uso ufficio* nel territorio nazionale. Si tratta di edifici medio - piccoli (tra i 500 e i 2500 m<sup>2</sup>), collocati in delle località rappresentative delle diverse caratteristiche climatiche del territorio italiano (Milano, Napoli, Roma e Palermo).

I sistemi solar cooling sono stati studiati in modo tale da ottimizzare economicamente ed energeticamente il dimensionamento e la scelta impiantistica dei collettori. Tali sistemi sono economicamente condizionati dagli elevati costi delle macchine frigorifere ad assorbimento di bassa potenza. Per tali macchine non può essere considerato un costo medio al kW frigorifero installato, essendo la differenza di prezzo tra le macchine di diversa potenza molto bassa. Tali sistemi risultano quindi vantaggiosi solo in caso di installazioni di potenza elevata.

I sistemi geotermici sono in genere convenienti per le installazioni con potenze minori: in particolare i sistemi con sonde orizzontali sono i più convenienti, ma necessitano di ampie superfici, la cui disponibilità deve essere valutata nelle possibili installazioni. Per i sistemi a sonde verticali, il vantaggio economico/energetico è minore, ma si avvantaggia della minore superficie richiesta.

In questo documento vengono descritte le tecnologie disponibili e ne viene valutato lo stato dell'arte, viene quindi illustrato il processo di modellazione e dimensionamento degli impianti e vengono presentati i risultati di tali calcoli.

## 2. PROBLEMATICHE ENERGETICHE

Nei periodi estivi i sistemi di condizionamento sono indicati tra i maggiori responsabili del sovraccarico delle reti di distribuzione di energia elettrica. Negli anni passati questo fenomeno è stato causa di blackout e disservizi: uno dei fattori più importanti è proprio la diffusione in ambito sia commerciale, sia civile (aziende, supermercati, ospedali, uffici, ecc.) sia residenziale dei sistemi di climatizzazione.

Problematiche di questo tipo trovano precedenti anche in altri stati: nel Giappone degli anni '70, sono stati registrati problemi di fornitura poiché il servizio elettrico non era in grado di soddisfare le richieste di condizionamento del settore civile e industriale.

Oggi il fenomeno si ripete con un'intensità ben maggiore visto che il condizionamento è considerato uno standard negli edifici moderni, al pari del riscaldamento.

Dal punto di vista ambientale i condizionatori tradizionali oltre a consumare energia elettrica, utilizzano miscele refrigeranti quali CFC e HCFC, inquinanti e co-responsabili nell'effetto serra in varie modalità, questo ha portato allo sviluppo di tecnologie che riducano tale impatto. La soluzione ai problemi di sovraccarico delle reti, infatti, è da ricercarsi nell'utilizzo di tecnologie più efficienti per la generazione del freddo e, contestualmente, nel miglioramento delle strutture edilizie.

Ciò consentirebbe da un lato un sicuro risparmio di energia all'utilizzo finale e dall'altro un minor carico delle reti di distribuzione dell'elettricità.

Una soluzione è la progettazione, lo sviluppo e la messa in opera di impianti di condizionamento ad energia rinnovabile, che possano garantire ridotti consumi elettrici – al limite nulli - e, nel caso di utilizzo dell'energia solare, quest'ultima è disponibile proprio nel periodo di richiesta di condizionamento.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

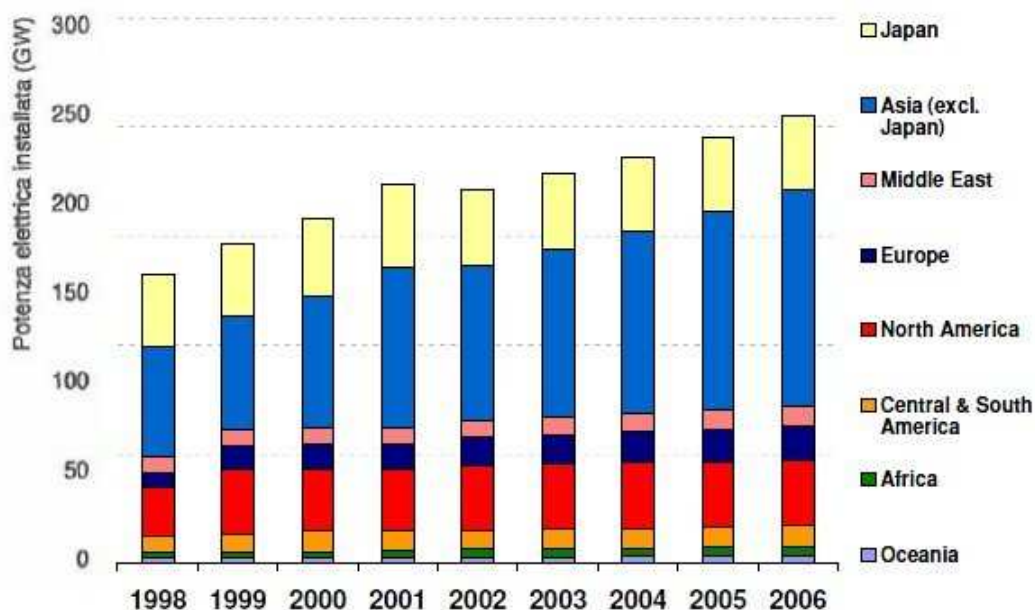


FIGURA 1 CONSUMI ELETTRICI PER IL CONDIZIONAMENTO FONTE: F.BUTERA

E' a partire dalla seconda metà del '900 che si assiste alla rapida crescita dell'utilizzo di condizionatori d'aria per il servizio di raffrescamento estivo, in particolar modo negli Stati Uniti e in Giappone; più tardi la diffusione ha riguardato anche altri paesi industrializzati.

In Asia si è assistito ad una crescita enorme dell'energia utilizzata nel condizionamento, prima soprattutto a Singapore, Taiwan, Corea del Sud, ora invece, soprattutto in Cina, dove si stanno sviluppando tecnologie di condizionamento all'avanguardia.

In Europa la superficie servita da impianti di condizionamento domestico raddoppia ogni 10 anni, i maggiori interessati all'aumento dei sistemi di condizionamento d'aria, come appare ovvio, sono gli stati industrializzati che si affacciano sul Mediterraneo, per effetto delle proprie condizioni climatiche.



# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

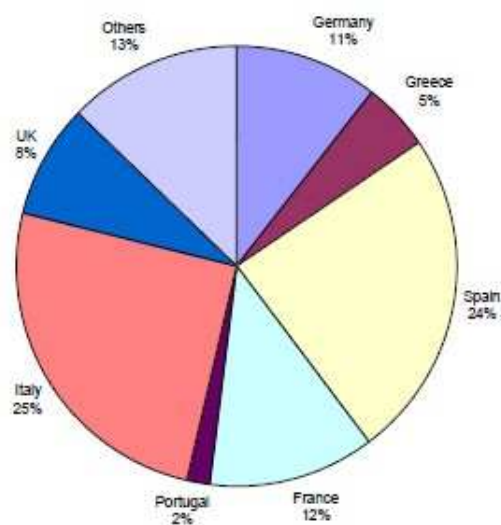


FIGURA 2 DISTRIBUZIONE % DELL'AUMENTO DELLA RICHIESTA PER IL CONDIZIONAMENTO FONTE: EECCAC

In figura si vede come la Spagna e l'Italia siano i Paesi europei con la maggior richiesta energetica per il condizionamento.

È ormai consolidata dai dati raccolti la correlazione, nel periodo estivo, tra i picchi della richiesta di energia elettrica e i conseguenti rischi di sovraccarico delle reti di trasporto dell'elettricità.

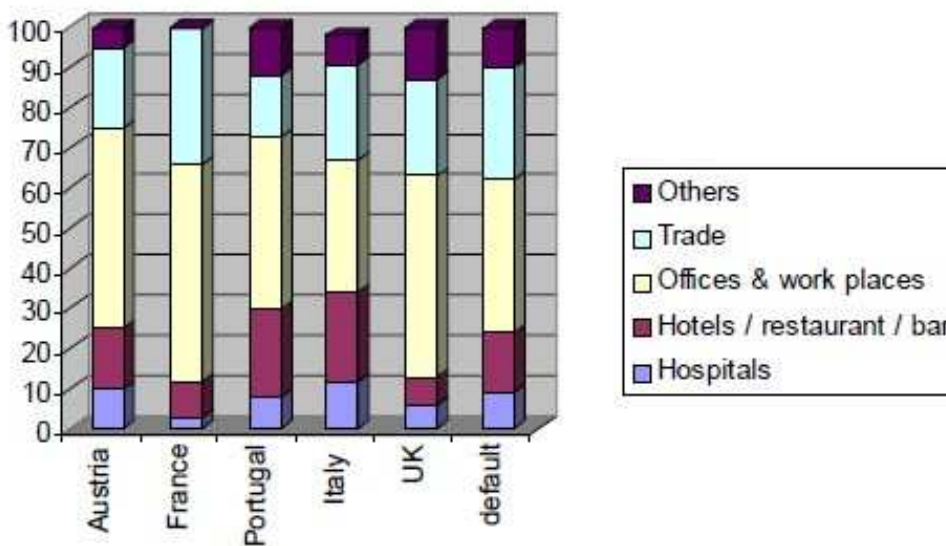


FIGURA 3 LUOGHI INTERESSATI AL CONDIZIONAMENTO FONTE: EECCAC

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

In maniera più approfondita possiamo valutare la situazione italiana in varie applicazioni. Per quanto riguarda i luoghi e i settori di utilizzo civile, si può valutare che per i sistemi con una potenza superiore ai 12 kW, la situazione è una prevalenza nell'impiego di gruppi frigoriferi o *chiller*.

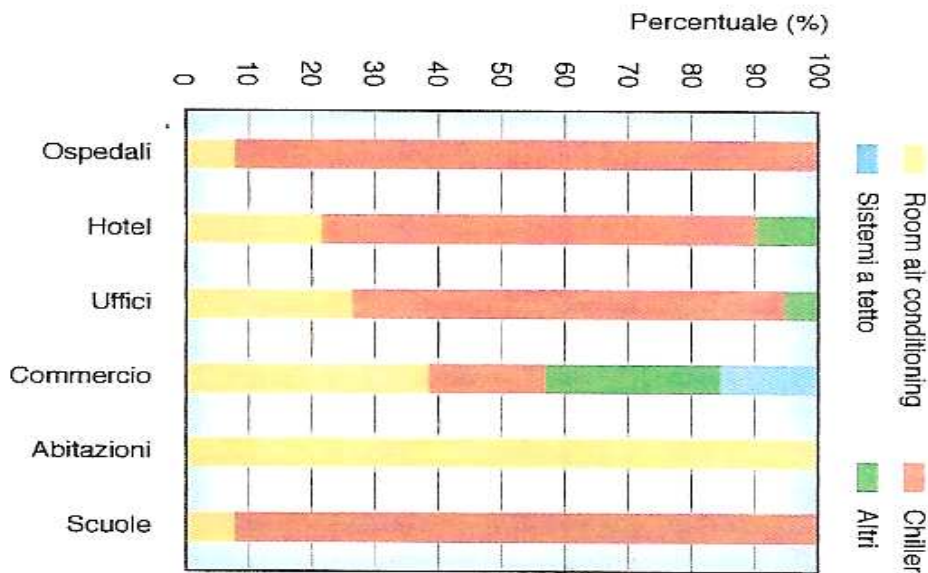


FIGURA 4 LUOGHI INTERESSATI ALLE TIPOLOGIE DI CONDIZIONAMENTO FONTE: EECAC

La tendenza generale è un forte aumento del numero dei sistemi di condizionamento e della superficie servita, situazione comune in tutta Europa, come si vede dal grafico in Figura 5.

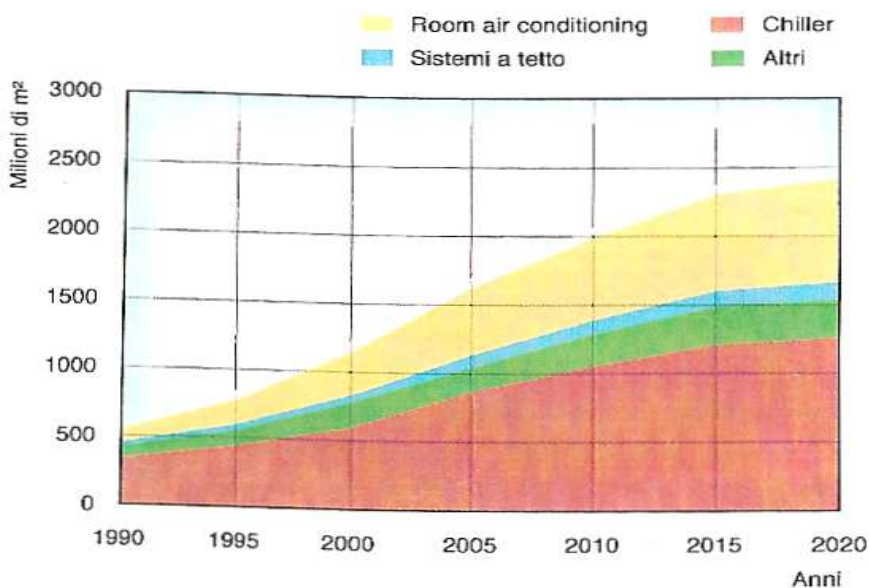


FIGURA 5

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Per ora, nella maggior parte dei casi, l'installazione dei sistemi per il raffrescamento estivo avviene su edifici già costruiti quale adeguamento dei servizi dell'edificio.

Non si può in tale contesto intervenire a monte sul controllo energetico, con una migliore ingegnerizzazione delle risorse strutturali dell'edificio, cioè spesso non si possono modificare ed ottimizzare efficacemente le strutture opache e non è possibile razionalizzare il posizionamento delle strutture trasparenti, rendendole più adatte a contenere dispersioni termiche o a ridurre gli apporti solari estivi.

Per soddisfare gli standard odierni, gli impianti devono garantire un adeguato comfort risultando sovente sovradimensionati rispetto alle esigenze di un omologo edificio che sia caratterizzato da un adeguato isolamento termico. Per gli scarsi sfasamenti termici, i picchi di prelievo elettrico vengono a coincidere con le massime temperature ambientali, mettendo i sistemi frigoriferi in condizioni di lavoro non ottimali.

I picchi di potenza che la rete elettrica deve gestire durante l'arco di un anno, si sono spostati dai mesi freddi verso quelli caldi, infatti nonostante il crescente consumo per il riscaldamento, quello per la climatizzazione è diventato molto più preponderante e la tendenza è che cresceranno entrambi.

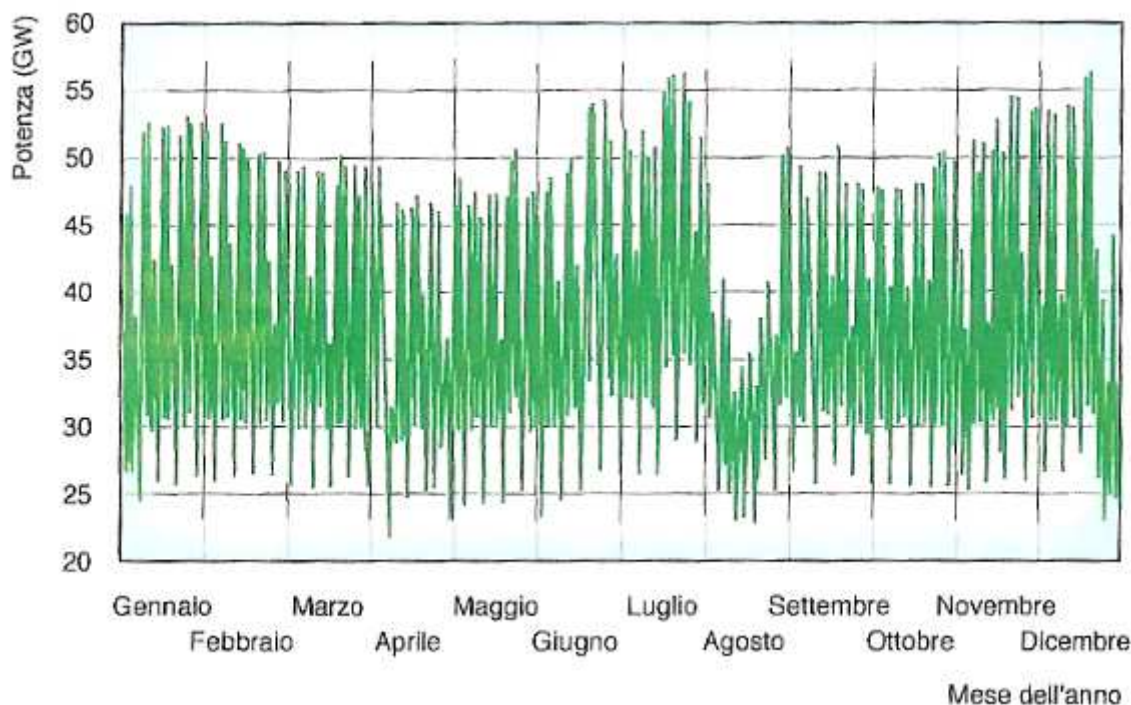


FIGURA 6

## 3. ANALISI DELLE TECNOLOGIE

### 3.1. LA POMPA DI CALORE

L'uso dell'energia elettrica per usi termici (riscaldamento ambientale) non è del tutto "ortodosso" in senso energetico ma spesso si ricorre ad essa per situazioni di comodo o dove non esistono impianti di riscaldamento tradizionali (a gasolio e/o a gas).

Si possono avere sostanzialmente due forme di utilizzo dell'energia elettrica: mediante resistenze termiche o mediante macchine frigorifere (che nel riscaldamento divengono pompe di calore). L'uso di resistenze elettriche è irrazionale e non giustificabile se non per usi saltuari e particolari: esso è costoso e poco efficiente. Per contro le stufe elettriche costano poco e non hanno problemi di installazione se non nella potenza elettrica massima al contatore.

Un utilizzo più razionale ed efficiente dell'energia elettrica si ha con le pompe di calore: si tratta, in pratica, di macchine frigorifere a compressione di vapori saturi alimentate elettricamente e che funzionano a pompa di calore.

In Figura 7 è riportato lo schema funzionale di una macchina frigorifera/pompa di calore e il ciclo ideale di riferimento.

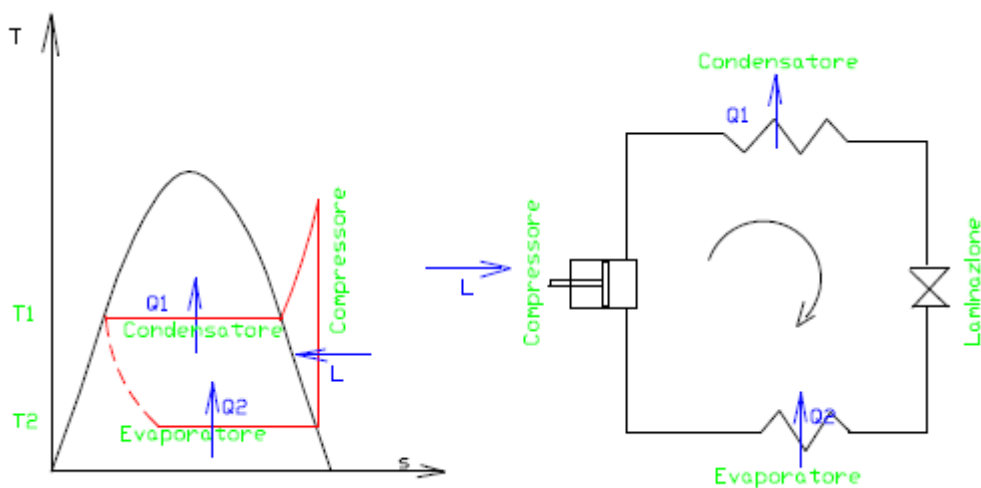


FIGURA 7 CICLO IDEALE E SCHEMA FUNZIONALE MACCHINA A COMPRESSIONE

Alimentando elettricamente il compressore si ottiene freddo all'evaporatore e caldo (relativamente all'evaporatore) al condensatore. In Figura 8 si ha il layout impiantistico di un ciclo frigorifero: sono ben visibili il compressore e i due scambiatori di calore denominati condensatore e evaporatore.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

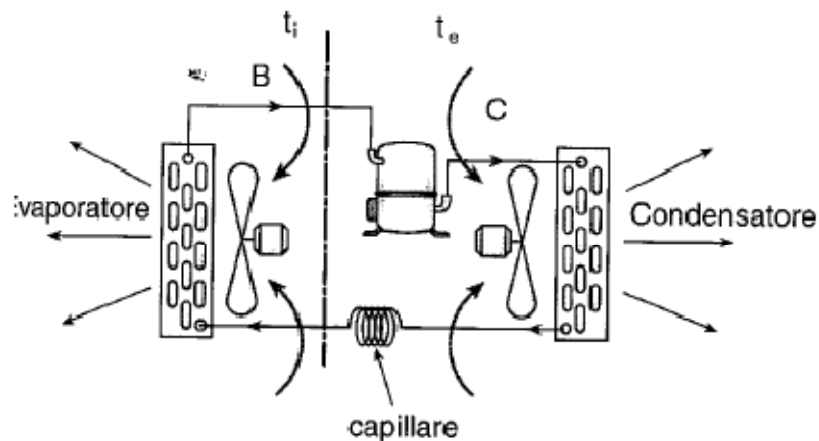


FIGURA 8

Pertanto se utilizziamo questa macchina ponendo l'evaporatore in corrispondenza di un serbatoio freddo (un lago, un grosso fiume, il mare, l'ambiente esterno) e il condensatore in corrispondenza di un ambiente da riscaldare allora il calore  $Q_2$  sottratto dall'evaporatore più il lavoro  $L$  fornito al compressore si riversano, tramite il condensatore, nell'ambiente da riscaldare:

$$Q_1 = Q_2 + L$$

Quindi l'energia elettrica che al compressore diventa calore ambiente ma non solo questa poiché ad essa si somma anche  $Q_2$  sottratto al serbatoio freddo. Il coefficiente di effetto utile della pompa di calore (meglio noto come COP coefficient of performance) è definito dalla relazione:

$$\varepsilon' = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_2 + L}{L} = 1 + \varepsilon$$

ove è:  $\varepsilon = \frac{Q_2}{L}$

I valori usuali di  $\varepsilon'$  per le macchine commerciali oggi disponibili vanno circa da 2 a 4 a seconda delle modalità di scambio termico nel condensatore e nell'evaporatore. A seconda del fluido di scambio (aria o acqua) si hanno valori minimi per le pompe aria-aria e massimi per le pompe di grossa potenzialità del tipo acqua-acqua.

Si intuisce che avere un COP pari a 3 significa ottenere 3 kJ di energia termica nell'ambiente da riscaldare contro 1 kJ di energia elettrica impegnata per alimentare il compressore e quindi si ha un effetto di moltiplicazione dell'energia elettrica convertita in energia termica e ciò, in qualche modo, compensa la perdita di trasformazione dell'energia termica in elettrica effettuata nelle centrali elettriche.

L'uso delle pompe di calore è allora razionale e certamente ammissibile rispetto all'uso delle semplici resistenze elettriche. Ad oggi le pompe di calore hanno avuto una diffusione notevole

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

grazie alla possibilità di inversione rapida del funzionamento da estivo ad invernale e viceversa che viene effettuata mediante una apposita cassetta di scambio.

In Figura 9 e in Figura 10 si evidenzia come lo stesso impianto possa funzionare nella stagione invernale: si osservi come le funzioni del condensatore e dell'evaporatore siano invertite mediante una cassetta di scambio senza dovere fisicamente scambiare le posizioni dei due scambiatori di calore.

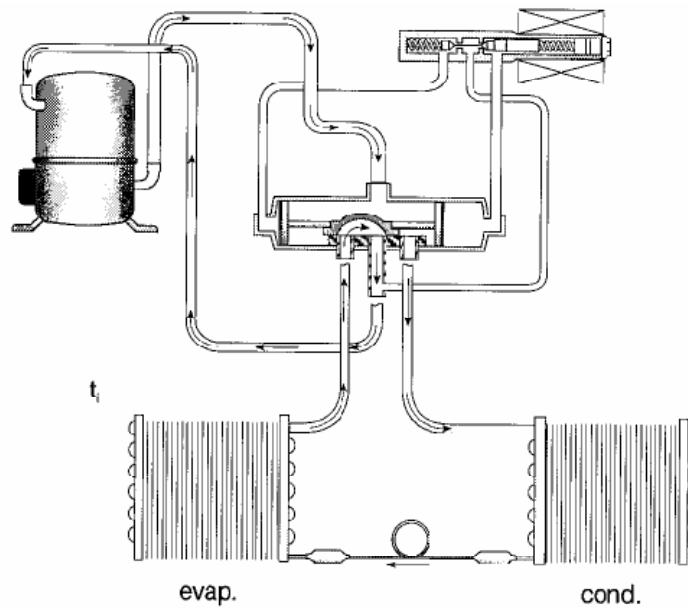


FIGURA 9

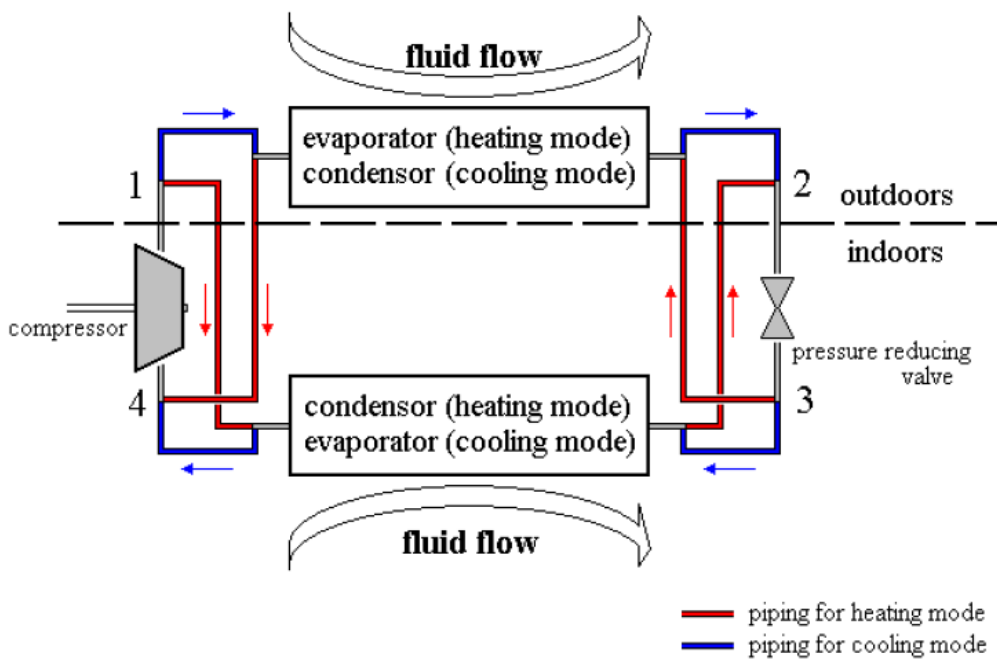


FIGURA 10

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

Le problematiche impiantistiche che le pompe di calore pongono sono diverse. Esse richiedono impianti elettrici di maggiore potenza installata e pertanto si ha un aggravio di costo anche nel canone mensile pagato all'Azienda Elettrica. Pertanto risulta più ragionevole pensare di avere impianti reversibili cioè capaci di fornire freddo in estate (condizionamento) e caldo in inverno (riscaldamento a pompa di calore). In quest'ottica gli impianti a pompa di calore risultano convenienti.

Gli spazi occupati dalle pompe di calore è solitamente limitato e la rete di distribuzione può essere sia ad acqua che ad aria. I terminali possono essere del tipo fan coil (cioè dei ventil convettori capaci di funzionare sia per il riscaldamento che per il condizionamento) o delle Unità di trattamento aria (UTA) canalizzate o non.

L'esercizio di queste macchine è oltremodo semplice e non richiede alcuna particolare attenzione. La regolazione è solitamente effettuata dalla stessa macchina e risulta molto efficiente (specialmente nei modelli più recenti che fanno uso di logica fuzzy).

## 3.1. LE MACCHINE AD ASSORBIMENTO

Il ciclo ad assorbimento differisce da quello a compressione per il processo seguito dal refrigerante, che passa dalla fase a bassa pressione a quella ad alta pressione di vapore grazie ad una compressione **termochimica**, solitamente realizzata con una miscela di due componenti, uno è *l'assorbente*, l'altro è il *refrigerante*.

I fluidi maggiormente utilizzati sono **acqua-bromuro di litio** per le applicazioni fino a 0 °C e **acqua-ammoniaca** per le applicazioni che necessitano di temperatura inferiore a 0 °C.

Nel primo caso l'acqua funziona da refrigerante mentre il bromuro di litio da assorbente; nel secondo caso, cioè nel ciclo ad ammoniaca, è quest'ultima a costituire il refrigerante, mentre l'acqua è il componente che funziona da assorbente.

### STORIA E PRIME APPLICAZIONI

La storia delle macchine ad assorbimento ha inizio nella seconda metà del '700 grazie agli studi e alle applicazioni compiuti nel campo del vuoto, dei cicli termodinamici e delle proprietà di alcune miscele chimiche.

Le prime applicazioni note sull'uso della tecnica ad assorbimento risalgono al 1755 con William Cullen, in Scozia, il quale riuscì a produrre del ghiaccio usando una pompa per creare il vuoto parziale in un contenitore nel quale bolliva dell'etere. In tali condizioni, questo risultò in grado di assorbire calore dall'aria circostante raffreddandola. Un processo assai simile venne portato a termine nel 1777 da Gerald Nairne, sempre in Scozia, che usò come fluidi acqua e acido solforico.

La scelta del tipo di fluido da utilizzare come refrigerante è strettamente legata alla storia dell'ammoniaca, isolata per la prima volta in forma gassosa nel 1774 da Joseph Priestley, invece nel 1777 Carl Schede ne dimostrò il contenuto di azoto.

La composizione con formula stechiometrica  $NH_3$  fa parte della scoperta del 1785 di Berthollet, soltanto in seguito, più precisamente nel 1805, Oliver Evans ideò il primo ciclo frigorifero a compressione di vapore e il refrigeratore, senza mai costruirne uno.

Nel 1824 lo scienziato britannico Faraday riuscì a liquefare l'ammoniaca e altri gas utilizzando basse pressioni e basse temperature, scoprendo di fatto il principio dell'assorbimento.

Solo nell'opera dell'ingegnere e fisico Jacob Perkins, fu possibile negli Stati Uniti, la costruzione della prima macchina refrigeratrice, che venne successivamente migliorata nei decenni.

La prima macchina poteva produrre fino a quasi due chili di ghiaccio con tre chili di carbone. Per la prima volta nella storia si poteva produrre freddo a piacimento con il solo apporto di calore. Nella prima metà dell'800 numerose sono le applicazioni con macchine in grado di produrre il ghiaccio. Un esempio è quella del dottor John Gorrie.



# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

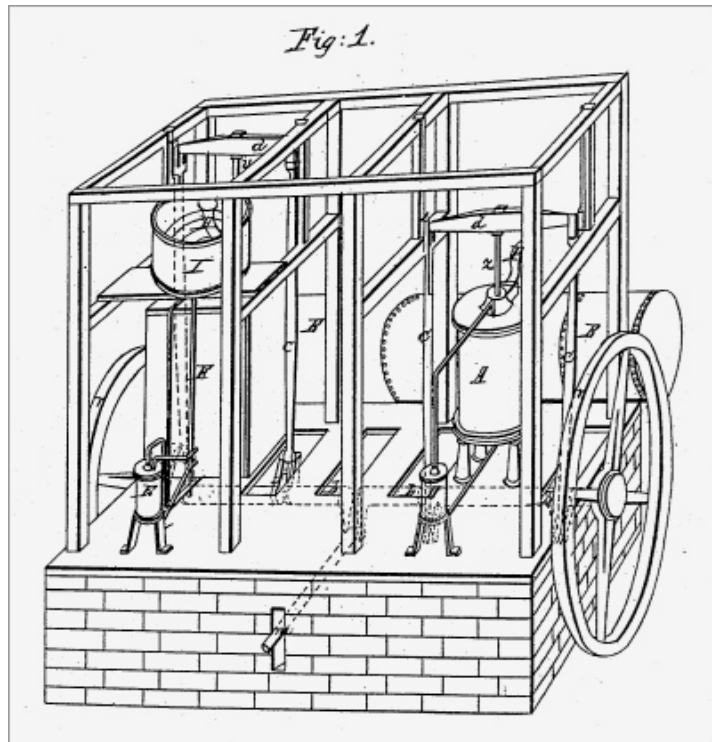


FIGURA 11

La prima realizzazione di una macchina ad assorbimento a gas per la produzione di ghiaccio, funzionante con una miscela di acqua (solvente) e ammoniaca (soluto), si deve all'ingegnere francese Ferdinand Carré nel 1859.

Il suo sistema, esposto all'Universal London Exhibition, trovò largo impiego nell'industria della produzione del ghiaccio.

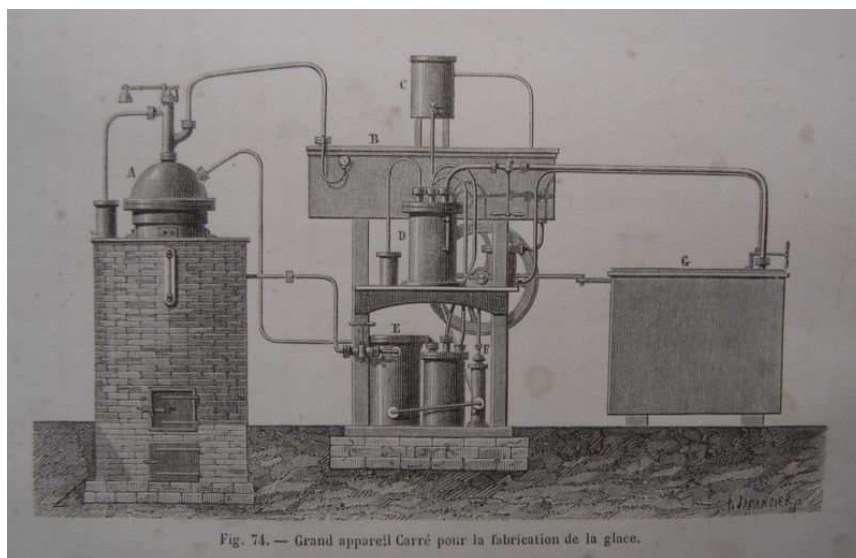


FIGURA 12

Le prime applicazioni domestiche con macchina a compressore chimico comparvero agli inizi del '900 con il frigorifero Electrolux funzionante a gas.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

Anche Albert Einstein ebbe modo di cimentarsi nel settore delle macchine funzionanti ad assorbimento. Riuscì a realizzare la macchina nota come refrigeratore di Einstein funzionante ad ammoniaca, butano a acqua.

La ricerca nel settore delle macchine ad assorbimento proseguì e nel 1940 fece il suo ingresso una nuova miscela composta da acqua-bromuro di litio (acqua come refrigerante e LiBr come assorbente, usato tutt'oggi).

Successivamente la statunitense Statham produsse una macchina ad assorbimento a doppio effetto alimentata a vapore. E nel 1972 venne prodotto il modello della ditta Sanyo ad assorbimento a bromuro di litio con generazione a fiamma diretta per la produzione di caldo e di freddo.

In tempi ancora più recenti l'italiana Robur, partendo dall'idea di Einstein, ha sviluppato gruppi ad assorbimento caldo/freddo a miscela acqua-ammoniaca.

In virtù delle sue qualità di longevità, semplicità costruttiva, basso costo di manutenzione e funzionamento, la macchina ad assorbimento ha trovato, nel corso del '900, rispetto alla soluzione a compressione meccanica, la sua collocazione ideale ovunque vi sia la presenza di grandi cascami termici di basso costo o in settori di nicchia quali piccoli frigoriferi da camper a fiamma diretta a gas o piccole unità per il raffrescamento.

Il successo dei sistemi di tipo meccanico per la produzione del freddo è da ricercarsi nella dimensione contenuta dei componenti e, ancor di più, nei costumi di un periodo storico nel quale l'offerta di fonti energetiche ritenute tradizionali (petrolio, olio combustibile, gas) era superiore alla domanda globale, con costi dieci volte inferiori a quelli del 2008.

La mutata situazione energetica globale, il continuo aumento dei prezzi dell'energia e i problemi ambientali spingono l'interesse di molti produttori verso l'adozione di macchine che possano essere impiegate utilizzando il calore prodotto dai sistemi a energia solare.

## **TIPI DI MACCHINE DI ASSORBIMENTO**

Non esiste una classificazione "ufficiale" nelle macchine di questo tipo, tuttavia possiamo suddividerle a seconda di una serie di caratteristiche, cioè in base al numero di effetti nel ciclo, alla miscela assorbente/refrigerante o alla potenza sviluppata.

Per il funzionamento della macchina:

- a singolo effetto, il fluido passa nel generatore rettificatore una sola volta;
- a doppio effetto, due passaggi;
- a multi effetto, passaggi multipli.

Per la potenza frigorifera:

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

- piccola potenza (da 2 a 12 kW);
- media potenza (da 12 kW fino a 100 kW);
- grande potenza (oltre 100 kW).

Per la coppia assorbente/refrigerante:

- acqua-bromuro di litio,  $H_2O-LiBr$ ;
- acqua-ammoniaca,  $H_2O-NH_3$ ;
- acqua-cloruro di litio,  $H_2O-LiCl$ .

## SCHEMA MACCHINE DI ASSORBIMENTO

Lo schema generale si compone essenzialmente dalle seguenti parti:

- generatore
- condensatore
- espansore
- evaporatore
- assorbitore

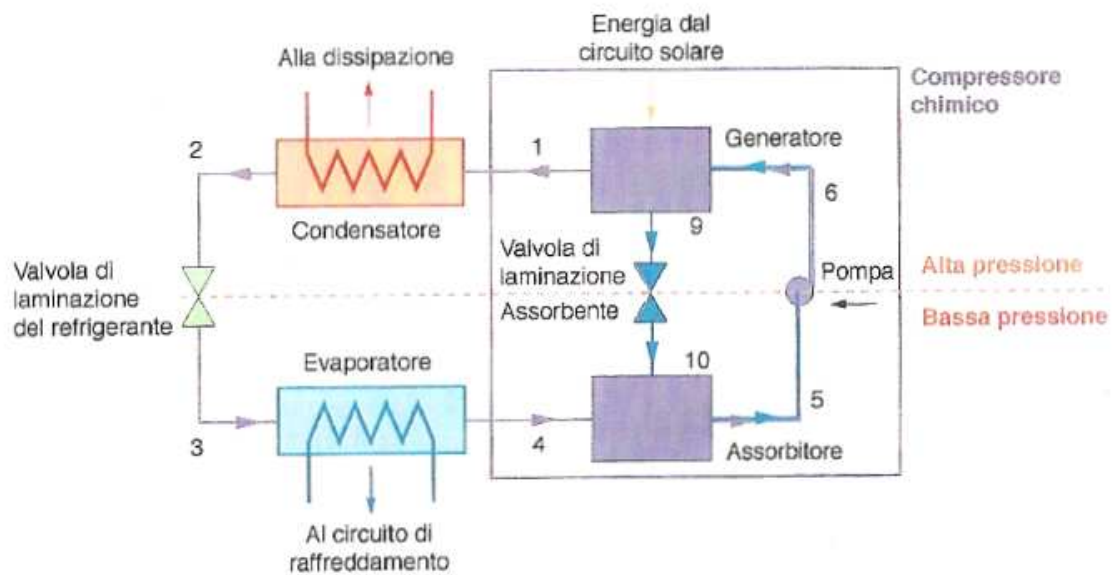


FIGURA 13 SCHEMA DI UNA MACCHINA AD ASSORBIMENTO

Fornendo energia al *generatore*, il ciclo ha inizio: l'energia può essere quella proveniente da collettori solari e quindi rinnovabile. Nel *generatore* la miscela subisce una prima separazione alla temperatura maggiore del ciclo facendo passare verso il condensatore il refrigerante evaporato. Questo si libera della parte assorbente più concentrata, che ritorna in soluzione alla base del *generatore*.

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

Nel *condensatore* il gas refrigerante viene condensato mediante una cessione di calore praticata attraverso uno scambio termico con il fluido proveniente dal sistema dissipativo (torre evaporativa, batteria di raffreddamento ad aria, acqua di pozzo).

Il liquido in uscita dal condensatore si trova in condizioni di alta pressione e passa ad un organo di strozzamento che degrada l'energia di pressione in attrito, la *valvola di laminazione* (trasformazione termodinamicamente approssimabile ad una isoentalpica).

Di seguito viene inviato *all'evaporatore*, dove si decrementano i valori di pressione e temperatura con sottrazione di calore utilizzata nel *circuito di raffreddamento*.

L'effetto utile frigorifero è originato a questo punto. In questo procedere il vapore risultante passa nell'*assorbitore* cedendo calore e rientrando nella miscela per assorbimento.

Per svolgere il ciclo, è necessario l'utilizzo di uno *scambiatore di calore* in grado di raffreddare la soluzione concentrata prima ancora che questa entri nell'assorbitore. Contemporaneamente la soluzione più diluita viene pre-riscaldata prima di ritornare nel generatore. Il ciclo è così completo e può riprendere corso nuovamente.

Nelle macchine ad assorbimento il numero di effetti (singolo o multiplo) definisce quante volte il calore generazione va allo scambio, essendo utilizzato direttamente o indirettamente.

Per esempio, in un sistema a singolo effetto il calore di generazione va allo scambio una sola volta, mentre nella macchina a doppio effetto questo si ripeterà per due volte, con appropriati accorgimenti tecnici.

Il numero di fasi si riferisce al numero di evaporazioni/assorbimenti che si verifica a una determinata differenza di temperatura (ogni singola fase comporta infatti un ciclo di evaporazione/assorbimento a una data temperatura).

Il COP, o Coefficiente di prestazione di una macchina ad assorbimento, che come detto definisce l'energia effettivamente trasferita dalla macchina, deve tenere conto anche dell'energia ausiliaria necessaria per la movimentazione delle pompe e o di altri apparecchi accessori, uno dei vantaggi dell'assorbimento, è che questo contributo è trascurabile, rispetto alle potenze in gioco.

Risulta utile, calcolare il COP nel modo seguente:

$$COP = \text{raffreddamento prodotto} / \text{energia richiesta}$$

Facendo un bilancio energetico del ciclo, è facile notare come il funzionamento e la capacità di generare "freddo" della macchina, dipende dagli scambi di calore fatti.

Fondamentale è, quindi, il sistema di dissipazione del calore nelle varie operazioni.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Potremmo pensare di usare, un corso d'acqua come fonte: mare, lago o fiume che sia, dove si possono senz'altro realizzare circuiti di raffreddamento a temperature compatibili con quelle richieste dal ciclo (25 + 35 °C) una volta risolti i problemi dovuti a fattori di incrostazione, intasamento e purificazione dell'acqua.

Nella maggior parte delle soluzioni si ricorre alle torri evaporative, con i relativi problemi impiantistici legati alla disponibilità di spazi adeguati di installazione, costi di installazione e pratiche manutentive. Le temperature dei cicli di dissipazione saliranno in questo secondo caso a 29 + 33°C e, qualora non sia realizzabile l'adozione delle torri, si dovrà accedere a livelli termici di dissipazione diretta con batterie acqua/aria che si attestano su valori progettuali dell'ordine di 40°C.



FIGURA 14

La concentrazione della soluzione all'interno del ciclo termodinamico di un sistema ad assorbimento varia continuamente. La quantità di liquido refrigerante immessa nella miscela in rapporto all'assorbente indica il livello di concentrazione della soluzione.

Per convenzione la nomenclatura della concentrazione di soluzione varia a seconda che ci si riferisca a sistemi utilizzanti H<sub>2</sub>O-LiBr o H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>.

Infatti, nei sistemi a H<sub>2</sub>O-LiBr è il LiBr, a comportarsi da assorbente è l'acqua da refrigerante, mentre nei sistemi H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub> l'assorbente è l'acqua e l'ammoniaca il refrigerante

SISTEMA	Soluzione Assorbente	Soluzione Refrigerante
H <sub>2</sub> O-LiBr	LiBr	H <sub>2</sub> O
H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O	NH <sub>3</sub>

TABELLA 1

Nel caso dell'acqua, la sua concentrazione in soluzione potrà comportarsi da assorbente o refrigerante a seconda del sistema utilizzato: si parla di assorbente debole quando la soluzione ha una bassa capacità di assorbire il refrigerante.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

La soluzione contiene un alto livello di refrigerante in relazione alla massima quantità assorbibile a una data temperatura e, proporzionalmente, al minimo livello di assorbente possibile.

Nei sistemi:

- H<sub>2</sub>O-LiBr, una soluzione assorbente debole è riferita a una soluzione diluita, fin tanto che la proporzione di assorbente nel refrigerante in soluzione risulti inferiore (diluita);
- H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>, una soluzione assorbente debole è riferita a una soluzione con componente forte d'acqua, fino a quando la proporzione di refrigerante nell'assorbente in soluzione risulti superiore.

Viceversa si parla di assorbente forte quando la soluzione ha una grande capacità di assorbire refrigerante, a una data temperatura di riferimento. Tale soluzione contiene un basso livello di refrigerante e proporzionalmente alti livelli di assorbente. In particolare, nei sistemi:

- H<sub>2</sub>O-LiBr, un assorbente forte è riferito a una soluzione concentrata, fino a quando la proporzione dell'assorbente rispetto al refrigerante in soluzione risulti superiore;
- H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>, un assorbente forte è riferito a una soluzione con componente debole d'acqua, fino a quando la proporzione di refrigerante rispetto all'assorbente in soluzione risulti inferiore.

I cicli frigoriferi ad assorbimento sfruttano le proprietà di particolari soluzioni caratterizzate da pressioni di equilibrio tra liquido e vapore dipendenti dalle concentrazioni di assorbente e refrigerante, oltre che dalla temperatura. In un ciclo a compressione meccanica ci si può riferire a diagrammi in due variabili (pressione ed entalpia); diversamente, nei cicli ad assorbimento, i medesimi diagrammi non sono più sufficienti.

Per definire completamente il funzionamento del ciclo termodinamico sono elaborati i diagrammi di equilibrio in tre variabili: pressione, temperatura e concentrazione della miscela.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

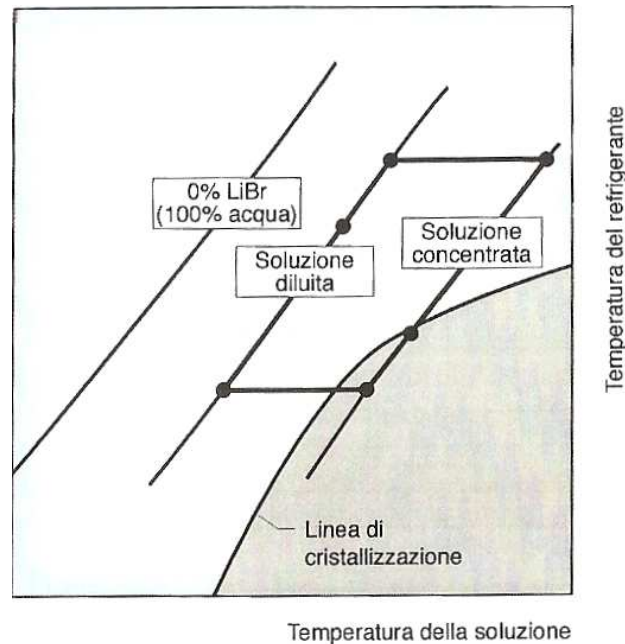


FIGURA 15

Il grafico rappresenta un generico diagramma d'equilibrio che evidenzia la correlazione tra pressione di vapore del refrigerante, temperatura della soluzione, temperatura del refrigerante e concentrazione della soluzione.

La temperatura della soluzione si trova sull'asse delle ascisse. A un suo incremento corrisponde un aumento della concentrazione di soluzione a una data pressione e temperatura del refrigerante; le linee inclinate verso destra rappresentano la percentuale di assorbente presente nella soluzione.

Così come il refrigerante è separato dalla soluzione, la concentrazione di assorbente aumenta; viceversa, così come il refrigerante è assorbito nella soluzione, la concentrazione di assorbente diminuisce.

La temperatura del refrigerante è indicata sull'asse delle ordinate nella parte destra e corrisponde alla temperatura del refrigerante puro ad una data pressione di vapore, che può essere incrementata con l'aumento della temperatura del liquido.

Quando si opera in stato di vuoto, la pressione di vapore del refrigerante indica la temperatura di saturazione del refrigerante stesso.

## 3.2. GEOTERMICO

Con il termine “energia geotermica” si intende l’energia termica presente nella crosta terrestre: il calore è accumulato nelle rocce e nei fluidi (acqua, vapore) che riempiono i pori e le fratture tra le rocce, la sabbia e la ghiaia.

Studi geologici dimostrano che la terra, all’origine allo stato fuso, si sia raffreddata e sia diventata solida svariate migliaia di anni fa, senza nessun apporto energetico se non la radiazione solare. La residua fonte di energia geotermica è principalmente dovuta all’attività di decadimento radioattivo all’interno della crosta terrestre.

Si sono quindi sviluppate tecnologie atte allo sfruttamento dell’energia geotermica che differiscono a seconda della temperatura a cui è disponibile il calore. Le applicazioni sono raggruppabili in 3 categorie principali:

- Ad alta temperatura (>150°C) per la produzione di energia elettrica.
- A medio-bassa temperatura (<150°C) per utilizzo diretto del calore.
- A bassa temperatura (<32°C) per le pompe di calore geotermiche.

Le pompe di calore geotermiche si sono da subito sviluppate nel settore residenziale con basse potenzialità; negli ultimi anni stanno trovando utilizzo anche nel settore terziario. Questi sistemi non sfruttano il calore presente nel terreno, quanto l’inerzia termica del terreno, che permette di avere una sorgente a temperatura pressoché costante durante l’anno, quindi fresca d’estate e mite d’inverno. Le pompe di calore geotermiche sono classificate in base al “pozzo” di energia alle quali vengono accoppiate, ovvero al tipo di scambiatore di calore utilizzato per trasmettere calore col terreno:

- Ground-coupled: accoppiate direttamente al terreno
- Ground-water coupled: accoppiate con dei pozzi d’acqua nel terreno
- Surface- water coupled: accoppiate a dei piccoli bacini di acqua

In generale l’acqua sotterranea di un pozzo è la fonte di calore più appropriata per una pompa di calore in quanto la sua temperatura è in genere costante durante l’anno variando generalmente fra i 10 e i 15 °C.

Per quanto riguarda invece l’utilizzo di acque superficiali posso essere utilizzati sia mari che fiumi o laghi, che presentano però una maggiore instabilità dovuta all’influenza della temperatura esterna.

Il mare costituisce la sorgente termica più diffusa: in Italia la temperatura dei mari varia da un minimo di 10 °C in inverno ad un massimo di 25 °C in estate. L’utilizzo di acqua salata dà però notevoli problemi di corrosione.



# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

I fiumi e i laghi presentano invece maggiori variazioni termiche stagionali, arrivando fino a 5 °C in inverno e circa 25 °C in estate. Inoltre, sebbene diminuiscano i problemi di corrosione rispetto all'uso del mare, si presentano problemi di filtraggio per la presenza di materiale in sospensione.

In questi sistemi gli scambiatori di calore sono spesso a fascio tubiero: all'interno di un contenitore cilindrico, chiamato mantello, sono posti numerosi tubi paralleli che ne collegano le due estremità; l'acqua circola nello spazio esterno ai tubi e delimitato dal mantello, guidata da opportuni setti divisorii. All'interno dei tubi avviene la condensazione o l'evaporazione del liquido refrigerante.

I vantaggi legati all'uso di un sistema ad acqua rispetto ad uno ad aria sono il miglior scambio termico rispetto ad un sistema ad aria e la temperatura della sorgente più mite. Lo svantaggio principale risiede nella corrosività dell'acqua che impone molta manutenzione e la necessità di disponibilità di un bacino idrico o un pozzo sotterraneo. In ogni caso l'acqua di pozzo è la miglior sorgente esterna per una pompa di calore in termini di COP: permette di raggiungere valori medi superiori a 5, con punte anche intorno a 6.

Solitamente l'installazione di pompe di calore che sfrutta come sorgente un bacino idrico necessita di notevoli permessi. Talvolta l'iter burocratico troppo lungo scoraggia l'installazione stessa.

Oggetto di questa ricerca sono le pompe di calore geotermiche accoppiate direttamente al terreno (GCHP – Ground Coupled Heat Pump), il cui utilizzo è indipendente dalle disponibilità di pozzi e/o piccoli bacini d'acqua. Questi sistemi consistono in una pompa di calore a compressione di vapor saturo a ciclo reversibile, accoppiata ad uno scambiatore di calore composto da sonde sepolte nel terreno. L'unica differenza rispetto ad un sistema tradizionale di condizionamento è data dalla sorgente da cui la pompa di calore scambia energia, che non è più l'aria esterna ma il terreno. L'effetto benefico è dato al sistema dalla temperatura della sorgente, più alta in inverno e più bassa in estate, che permette di ottenere COP medi durante l'anno anche di 4.5 o superiori. Le pompe di calore maggiormente utilizzate sono di tipo acqua/acqua.

Uno schema essenziale dell'impianto è mostrato in Figura 16.

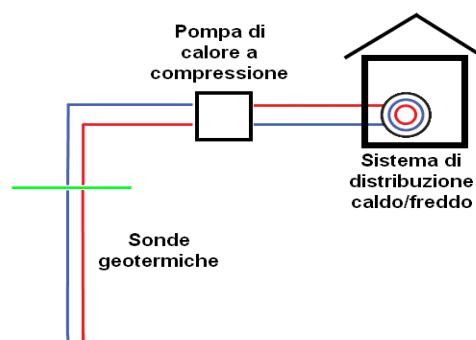


FIGURA 16 SCHEMA ESSENZIALE DI UN SISTEMA GCHP

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

I sistemi GCHP sono ulteriormente suddivisi in due categorie in base al tipo di scambiatore di calore sepolto nel terreno, si parla di sistemi a sonde verticali e sistemi a scambiatore orizzontale.

I sistemi a sonde verticali consistono generalmente in coppie di tubi sottili ad U di polietilene ad alta densità (HDPE) o in metallo (rame – poco utilizzato per gli elevati costi), posizionati in pozzi verticali che vengono successivamente riempiti con terreno di riporto. In alternativa possono essere utilizzati tubi coassiali, che però finora non sono stati molto utilizzati.

24



FIGURA 17 SONDA GEOTERMICA VERTICALE [FONTE RAUGEO]

La profondità dei pozzi varia dagli 80 ai 150 metri, a seconda del tipo di terreno e di utilizzo. Lo “scopo” della perforazione è raggiungere profondità alle quali la temperatura del terreno non è influenzata dalle variazioni stagionali di temperatura esterna; per molti tipi di terreno già a 10-20 metri di profondità la temperatura tende ad avvicinarsi al valore medio annuale, mentre oltre i 20 metri le variazioni stagionali diventano sempre meno percepibili fino ad arrivare ai 100 metri di profondità. In quasi tutte le applicazioni pratiche la profondità dei pozzi dipende dalle caratteristiche del terreno e dal costo di perforazione oltre una certa profondità per la presenza di strati particolarmente difficoltosi da perforare o per la presenza di faglie acquifere.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

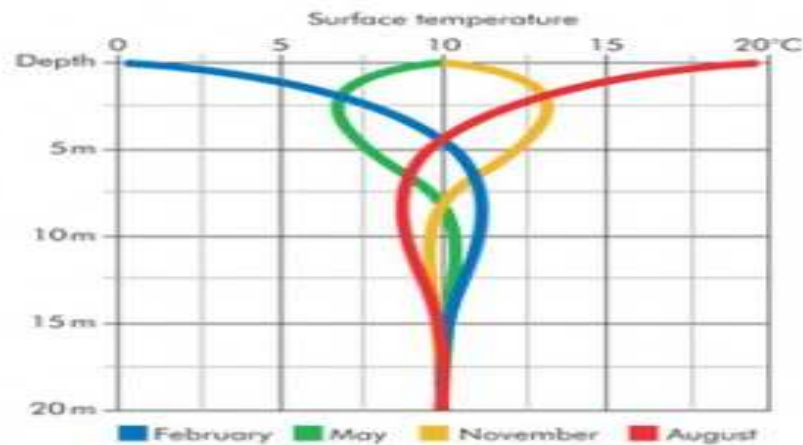


FIGURA 18 ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA STAGIONALE DEL TERRENO AL VARIARE DELLA PROFONDITA'

Il numero di sonde utilizzate dipende dalla potenza dell'impianto, solitamente il dimensionamento di massima dell'impianto viene effettuato considerando 50 W/m di potenza estraibile dal terreno, in base alla lunghezza delle sonde ne viene scelto il numero. Il valore della potenza estraibile dipende però molto dal tipo di terreno, in particolar modo la presenza di acqua altera completamente i parametri del terreno, favorendo scambi convettivi. Oltre alla conducibilità del terreno gioca un ruolo fondamentale la capacità termica, che determina la capacità del terreno di immagazzinare calore. Il terreno che circonda la sonda è di fatto l'accumulo di calore stagionale del sistema, è necessario quindi progettare il sistema in modo tale che il terreno riesca ad accumulare il calore fornitogli durante l'estate per poi ricederlo in inverno. Per evitare che due sonde si interferiscano reciprocamente è inoltre necessario posizionarle ad una sufficiente distanza l'una dall'altra, solitamente la distanza varia fra i 4 e gli 8 metri a seconda del tipo di terreno e dello spazio disponibile.

Il materiale di riporto nel quale vengono immerse le sonde varia a seconda del terreno. La sua funzione primaria è garantire una buona conducibilità termica fra la sonda e il terreno. Nel caso di attraversamento di una falda acquifera il materiale di riempimento ha anche la funzione di evitare la circolazione verticale dell'acqua. È inoltre fondamentale che il materiale soddisfi anche le caratteristiche di compatibilità ambientale e di resistenza, non deve cioè essere solubile nel caso di intercettazione di falde onde evitare l'alterazione della composizione. Il materiale più usato è una boiaccia cemento-bentonitica miscelata con sabbia. Mentre la malta garantisce la giusta elasticità e solubilità, la sabbia riempie gli interstizi garantendo una migliore conducibilità termica.

Il fluido termovettore utilizzato è quasi sempre acqua con l'aggiunta di anticongelante.

Le condizioni ideali di funzionamento si hanno se in estate e in inverno la quantità di calore complessivamente trasmessa viene compensata; è però possibile utilizzare questi sistemi anche nel caso di solo riscaldamento o solo condizionamento, seppure con prestazioni ridotte e conseguentemente con una minore convenienza economica.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

I sistemi con scambiatori geotermici orizzontali consistono in una serie di tubi posizionati nel terreno ad una profondità variabile fra gli 1.2 e i 3 metri che svolgono una funzione analoga a quella descritta dei sistemi a sonde verticali.



FIGURA 19 SISTEMI GEOTERMICI ORIZZONTALI [WWW.CASAINNOVATIVA.COM]

La superficie necessaria per gli scambiatori è calcolabile, in un dimensionamento di massima, come  $25 \text{ W/m}^2$  di potenza estraibile. Tale valore varia in funzione del tipo di terreno. La profondità dello scavo deve essere scelta anche in modo da non impedire la crescita arborea sulla superficie interessata dal collettore. Indagini sperimentali hanno mostrato che nella maggioranza dei casi le piante a radici superficiali non subiscono nessuna alterazione, mentre alberi ad alto fusto con radici più in profondità possono subire cambiamenti nel metabolismo. È comunque sconsigliato posizionare grandi alberi sulla superficie del collettore onde precluderne, o renderne comunque complicata, la manutenzione.

I vantaggi di sistemi a collettori orizzontali sono sostanzialmente di natura economica e di semplicità di realizzazione dell'opera di posizionamento tubi. Di contro i sistemi orizzontali richiedono ampie superfici libere, spesso non disponibili in corrispondenza delle zone abitative ad alta densità edilizia, dove maggiormente si trovano gli edifici ad uso ufficio/terziario. Inoltre i sistemi verticali garantiscono migliori prestazioni e sono meno influenzati dalle fluttuazioni di temperatura stagionali. Sono inoltre necessari meno metri di tubo a parità di potenza dell'impianto.

## 3.3. ELIOASSISTITO

### GENERALITÀ

I sistemi di condizionamento elio assistiti, diversamente dal solar cooling, possono essere utilizzati per il riscaldamento invernale, allo scopo di migliorare l'efficienza (il COP) della pompa di calore; non forniscono invece nessun vantaggio per quanto riguarda il condizionamento estivo.

Questi sistemi sono formati da un sistema di captazione di energia solare, generalmente collettori a bassa efficienza, collegati ad una pompa di calore di tipo acqua-acqua per la produzione di acqua calda, che viene poi mandata al sistema di distribuzione del calore interno all'edificio. Uno schema è riportato in Figura 20.

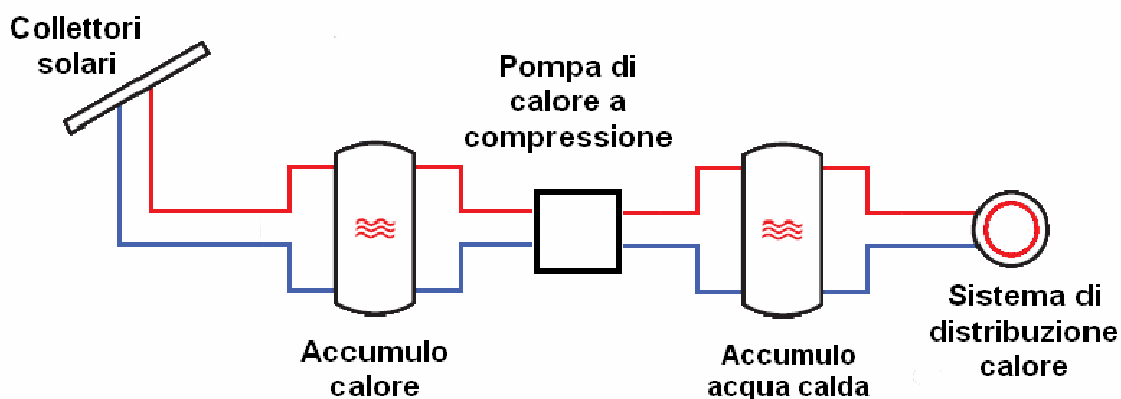


FIGURA 20 SCHEMA ESSENZIALE DI UN IMPIANTO ELIO ASSISTITO

Nello schema riportato non è presentata la parte dell'impianto dedicata al raffrescamento, poiché può essere totalmente staccata dal resto dell'impianto o addirittura assente.

L'effetto benefico dell'impianto è dovuto all'aumento della temperatura di sorgente della pompa di calore, che permette di avere dei COP superiori a quelli ottenibili in sua assenza.

Il potenziale di questa tecnologia è dovuto inoltre al basso costo di investimento, poiché possono essere sufficienti collettori economici a basso rendimento: infatti non è richiesta la generazione di acqua calda, la loro funzione è di fornire solamente un riscaldamento ausiliario.

I sistemi di riscaldamento elio assistiti, sebbene la tecnologia non sia ancora commerciale, sono stati ideati già dalla fine degli anni '70. A riguardo è da segnalare il brevetto di Robert A. Wood del

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

1983 di un *Reversibile solar assisted heat pump*, che prevede l'uso di collettori scoperti che in inverno vengono usati per riscaldare la sorgente della pompa di calore e in estate diventano degli scambiatori di calore per raffreddare il fluido termovettore e dissipare l'energia estratta dall'edificio.

## INTEGRAL TYPE SOLAR-ASSISTED HEAT PUMP

Esiste un altro tipo di impianto di riscaldamento elio assistito chiamato *integral type solar-assisted heat pump* (ISAHP) che prevede un funzionamento più articolato rispetto a quello appena descritto, nel quale i collettori solari vanno a far parte direttamente della pompa di calore, costituendone l'evaporatore.

Fra i primi sistemi realizzati del genere si segnala l'impianto del 1950 progettato dai pionieri del settore P. Sporn e E. Ambrose, autori di un articolo scientifico a riguardo nel 1955. L'impianto non ha però avuto successivi sviluppi a causa degli elevati costi che ne condizionavano l'impiego e ne compromettevano il vantaggio economico nel periodo di pre-crisi energetica. Questi sistemi sono però recentemente studiati da diversi ricercatori fra i quali citiamo Chaturvedi, O, Hino e Ito. Ai quali se ne aggiungono molti altri negli ultimi dieci anni.

Un sistema ISAHP è composto da un ciclo di refrigerazione Rankine accoppiato con un collettore solare che funziona da evaporatore. Il refrigerante espande direttamente dentro l'evaporatore assorbendo l'energia solare.

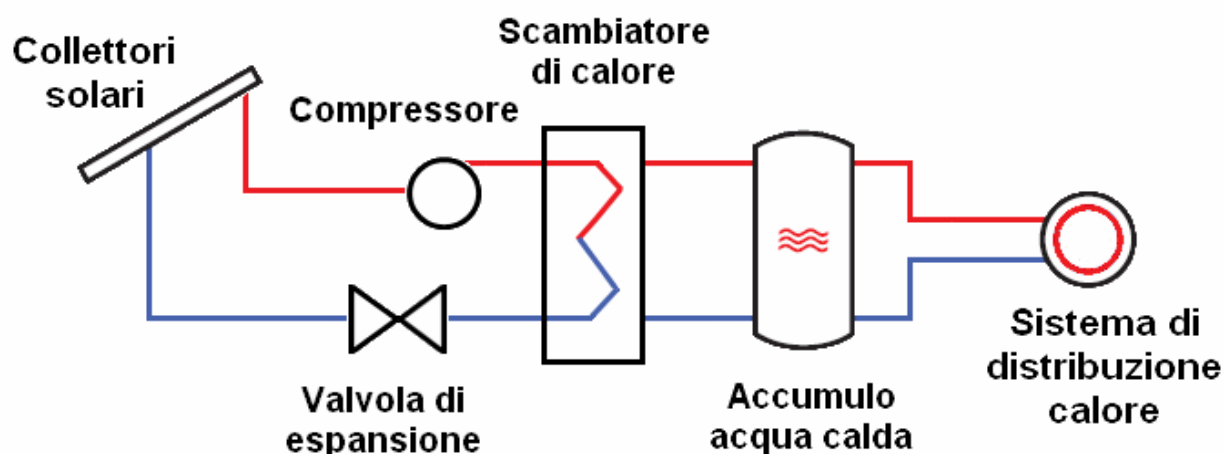


FIGURA 21 SCHEMA DI UN IMPIANTO ISAHP

Nello schema di Figura 21 si può identificare il circuito del ciclo frigorifero, composto dai collettori solari, il compressore, la valvola di espansione e lo scambiatore di calore.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

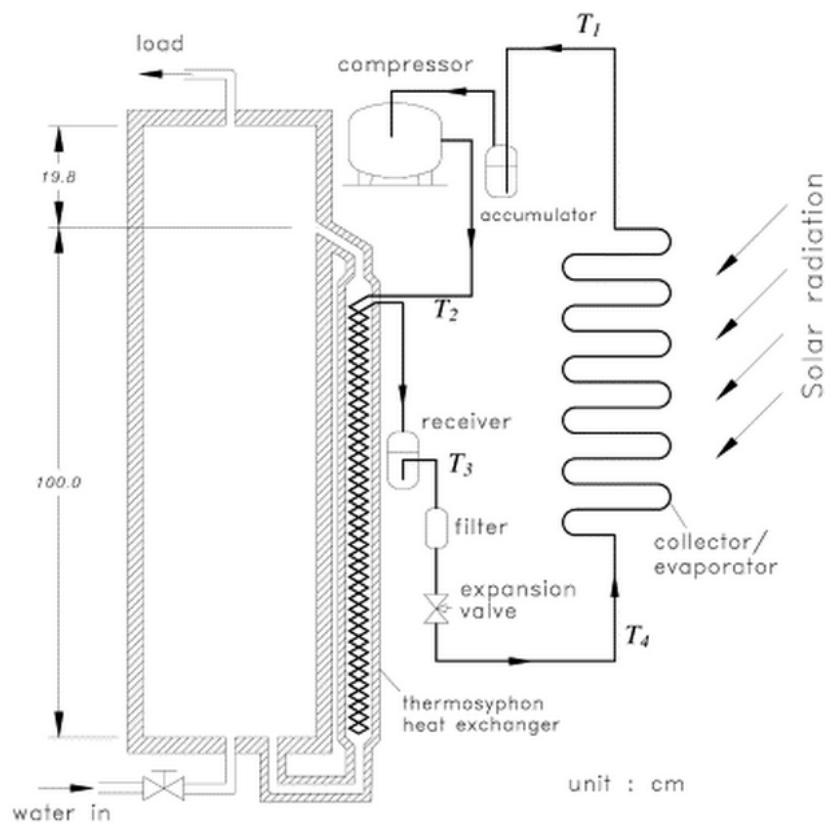


FIGURA 22 DIAGRAMMA SCHEMATICO DELLA POMPA DI CALORE. FONTE: HUANG E CHYNG (2001)

In Figura 22 è rappresentato lo schema costruttivo della pompa di calore di un ISAHP in formato compatto, disegnata da Huang e Chyng. Nello schema è rappresentato anche il serbatoio di accumulo.

A seconda delle condizioni operative dell'ISAHP si hanno due situazioni diverse: il calore può essere dissipato verso l'ambiente dalla superficie dei collettori se la temperatura ambiente è più bassa della temperatura dei collettori. Con un appropriato progetto del ciclo di refrigerazione e dei collettori per specifiche condizioni operative, il calore può essere fornito sia dall'ambiente per convezione che dalla radiazione solare, favorendo l'evaporazione.

Chaturvedi et al. nel 1980 hanno presentato un'analisi teorica delle prestazioni istantanee di un ISAHP e hanno mostrato come la temperatura di evaporazione dipenda dalla radiazione solare e dalla temperatura ambiente. Quindi può essere maggiore o minore della temperatura ambiente a seconda delle condizioni operative. Lo stesso Chaturvedi, nel 1998, ha presentato uno studio teorico e sperimentale delle prestazioni di un ISAHP utilizzando un collettore scoperto e un compressore a frequenza variabile. Dai suoi risultati emerge come la temperatura ottimale di evaporazione del collettore sia di 5-10 °C sopra la temperatura ambiente. Nel 1999 Ito ha presentato un sistema simile utilizzando sempre una temperatura di evaporazione superiore alla temperatura ambiente.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

Da un punto di vista ingegneristico, oltre all'efficienza, è importante valutare l'affidabilità del sistema. In questo senso una temperatura di evaporazione troppo alta costringe il compressore stesso a lavorare a temperature più alte, soprattutto in uscita, che potrebbero superare il limite consentito dal compressore. A questo proposito Huang e Chyng (2001) hanno presentato sperimentalmente un sistema ISAHP nel quale la temperatura di evaporazione fosse inferiore alla temperatura ambiente, in modo da mettere al sicuro il compressore e utilizzare l'apporto energetico dell'ambiente esterno.

Kuang e Wang (2005) hanno presentato in un articolo più recente un sistema ISAHP che funziona anche nel periodo estivo in raffrescamento. Durante il raffrescamento il sistema viene utilizzato solamente durante le ore notturne, per sfruttare la minore temperatura esterna e non avere l'apporto solare negativo. A tale scopo il sistema dispone di un accumulo giornaliero.

Axaopoulos et al. (1998) hanno monitorato dal 1993 al 1997 un sistema ISAHP e un sistema solare convenzionale a termosifone per confrontare i due sistemi: dai loro risultati emerge come sia impossibile stabilire un singolo parametro di confronto poiché i due sistemi usano diverse sorgenti energetiche. A seconda delle applicazioni alcuni parametri possono quindi diventare più o meno importanti.

I vari studi fatti hanno evidenziato valori del COP quasi mai superiori a 4: i valori medi si aggirano intorno a 3 a seconda degli studi considerati. Quasi tutti i ricercatori concordano comunque sull'importanza di avere un sistema regolabile per poter inseguire le condizioni ottimali di funzionamento: infatti rispetto ad una pompa di calore tradizionale, il rendimento del sistema è molto più sensibile alle condizioni operative. In questo contesto, lo sviluppo di compressori regolabili può contribuire notevolmente al miglioramento e allo sviluppo di questi sistemi.

Sul mercato questa tecnologia non trova attualmente molto spazio. Da segnalare la Solar PST, una casa spagnola fondata nel 2008, che produce sistemi ISAHP per il riscaldamento e raffrescamento di ambienti e produzione di ACS.

## **ALTRE CONFIGURAZIONI**

Esistono altre varianti di questo sistema presentate in letteratura, quasi tutte con applicazioni solamente sperimentali. Fra queste le più innovative prevedono l'integrazione del sistema elioassistito con sistemi geotermici o fotovoltaici.

L'integrazione con un sistema fotovoltaico consiste nello sfruttare il riscaldamento prodotto dai pannelli fotovoltaici per fornire calore al fluido frigorifero favorendone l'evaporazione. L'effetto frigorifero prodotto dai collettori favorisce inoltre il raffreddamento dei moduli fotovoltaici migliorandone il rendimento. Badescu (2003) ha simulato un sistema composto da moduli fotovoltaici e collettori solari per l'impianto ISAHP. Dai suoi risultati emerge come tale sistema, dotato di opportune batterie, possa funzionare stand alone con l'energia elettrica richiesta della pompa di calore fornita dai moduli fotovoltaici.



# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Yumrutas et al. (2003) e Kuang et al. (2003) hanno studiato sistemi di riscaldamento solari elioassistiti dotati di accumuli stagionali sotterranei geotermici. Secondo i risultati di Yumrutas sistemi di questo tipo sono concorrenziali e rappresentano una alternativa realistica alle fonti fossili. Allo stesso modo Kuang sostiene come l'accumulo stagionale sia un elemento fondamentale per un sistema di riscaldamento elioassistito. Kuang, nel sistema da lui studiato, considera una temperatura di accumulo molto vicina alla temperatura ambiente, per questo motivo le dispersioni termiche del serbatoio hanno un peso secondario. Inoltre Kuang evidenzia come un sistema ausiliario sia indispensabile per ottenere le condizioni di confort, ma mentre un sistema ausiliario interno al sistema di accumulo porta notevoli perdite, l'ausiliario posto in prossimità del carico è economicamente sostenibile.

Un'altra configurazione possibile che integra un impianto geotermico ad un elio assistito, prevede di disporre i collettori solari in serie alle sonde geotermiche. O. Ozgener e A. Hepbasli (2005) hanno presentato diversi articoli su un sistema simile con sonde geotermiche profonde 50 metri. Il sistema da loro studiato presenta COP variabili fra 2 e 3.125. Sempre secondo gli autori questo sistema trova un clima ideale in zone mediterranee, specialmente se si ha la possibilità di regolare l'impianto per gestire picchi di irraggiamento solare. Uno schema tipico è presentato in Figura 23.

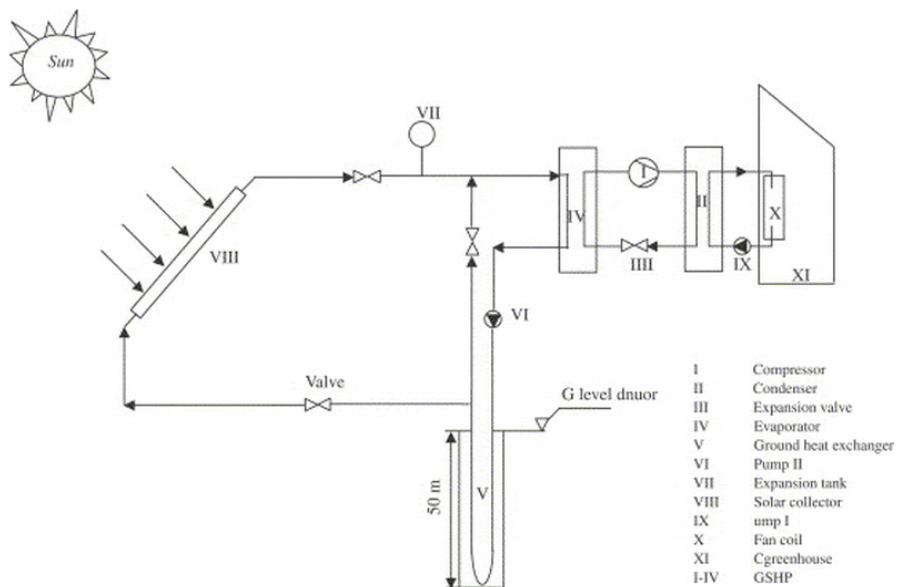


FIGURA 23 SCHEMA DI UN IMPIANTO GEOTERMICO CON INTEGRAZIONE SOLARE. FONTE: OZGENER E HEPBASLI (2005)

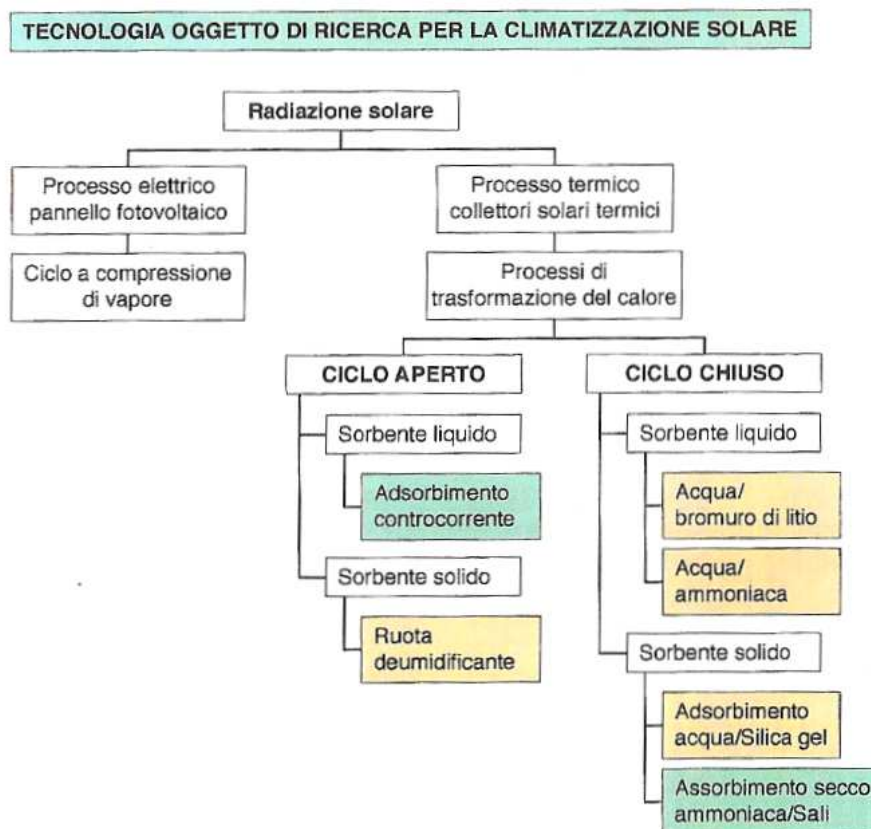
## 3.4. SOLAR COOLING

Nel quadro generale delle tecnologie per la generazione del freddo, il *solar cooling* si inserisce tra la più promettenti, in quanto possiede notevoli vantaggi sulle tradizionali, qui sotto illustrati:

- Utilizza energia solare, con un evidente risparmio le fonti di energia tradizionale e una relativa riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub>;
- Contribuisce alla riduzione dei picchi di consumo di energia elettrica in estate descritto in precedenza;
- La disponibilità massima di energia coincide con il momento di massima richiesta: il periodo di maggiore richiesta di condizionamento coincide proprio con i mesi durante i quali la radiazione solare è al massimo e le giornate sono più lunghe; opportunamente dimensionati, possono fornire sia condizionamento in estate e sia acqua calda in inverno e quindi il loro utilizzo così diventa totale, e contribuiscono ancora di più a favore del risparmio energetico e della tutela ambientale;
- I sistemi di climatizzazione ad energia solare utilizzano come fluidi di lavoro l'acqua o le soluzioni saline e non producono emissioni di CO<sub>2</sub> per cui sono ad elevata sostenibilità ambientale. Non emettono gas serra nocivi, come i tradizionali condizionatori.

Rientrano nel solar cooling anche i sistemi a compressione di vapore, nel caso siano alimentati da moduli fotovoltaici in grado di convertire la radiazione solare in energia elettrica per l'alimentazione della macchina frigorifera.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili



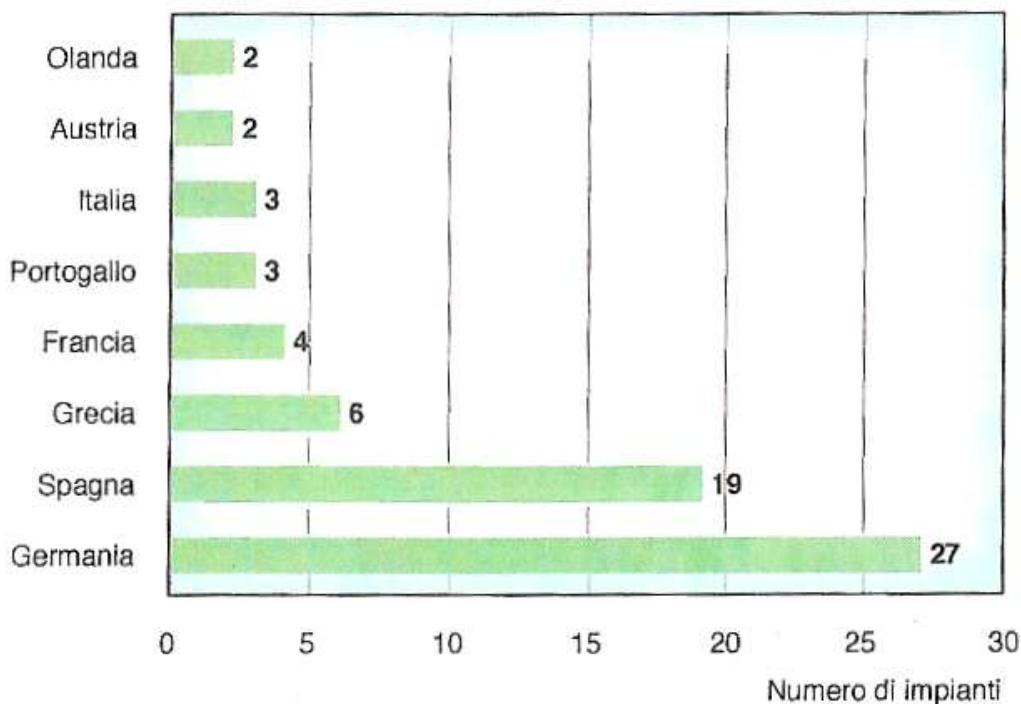
L'Europa è uno dei vertici della ricerca nel settore del solar cooling, già dal 1977 era stato formato un programma di ricerca, a cui partecipava come CEE, l' International Energy Agency per il Solar cooling.

Molti dei risultati delle ricerche di allora, hanno permesso la messa in opera di impianti perfettamente funzionanti, la formazione di aziende che operano nel settore e il raggiungimento di risultati scientifici non indifferenti.

In particolare si è riusciti a sviluppare piccoli impianti di potenza 2 e 15 kW che possono essere utilizzati in ambito domestico.

In ambito di ricerca c'è molto da fare, per dare un'idea si possono vedere il numero dei vari progetti all'interno della IEA.

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili



### Lista delle "task" attive nell'ambito dell'IEA

<b>Task 35 - PV/Thermal Solar Systems</b>
<b>Task 36 - Solar Resource Knowledge Management</b>
<b>Task 37 - Advanced Housing Renovation with Solar &amp; Conservation</b>
<b>Task 38 - Solar Assisted Cooling Systems</b>
<b>Task 39 - Polymeric Materials for Solar Thermal Applications</b>
<b>Task 40 - Net Zero Energy Solar Buildings</b>
<b>Task 41 - Solar Energy and Architecture</b>
<b>Task 42 - Compact Thermal Energy Storage</b>
<b>Task 43 - Solar Rating and Certification Procedures</b>
<b>Task 44 - Solar + Heat Pump Systems</b>

### SISTEMA DI BASE

In sintesi i passaggi che descrivono la refrigerazione dei sistemi *solar cooling* sono:

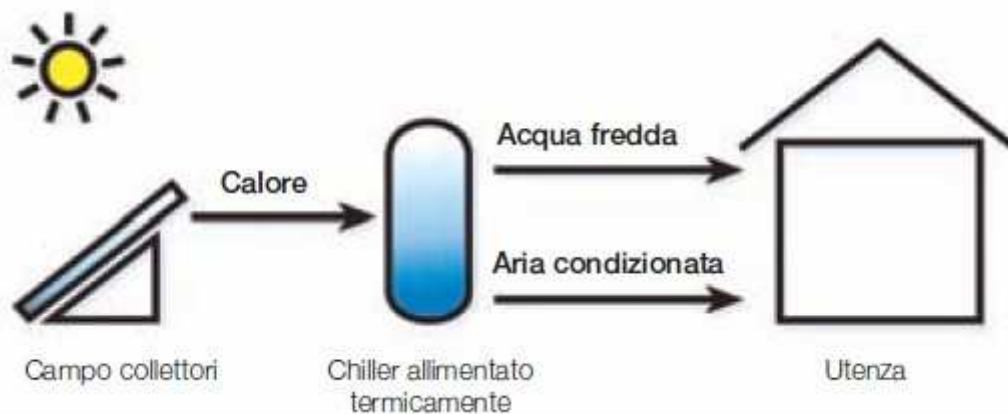
- la radiazione solare viene assorbita con i collettori solari;
- un fluido vettore trasporta l'energia, sotto forma termica, fino alla macchina predisposta;
- La produzione di freddo avviene con diverse modalità, tutte legate all'energia assorbita e resa disponibile dai collettori;
- Viene raffreddato un fluido, acqua o aria, e questo circola fino ai sistemi di condizionamento degli ambienti.

Riassumendo, un impianto *solar cooling*, oltre al chiller, comprende:

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

- un campo di collettori solari;
- un serbatoio di accumulo;
- uno o più scambiatori di calore;
- una pompa di ricircolo e relativa centralina di comando;
- un eventuale sistema integrativo del calore di tipo tradizionale (gas, gasolio, elettricità, biomasse);
- valvole, tubazioni ed altri componenti per la sicurezza.

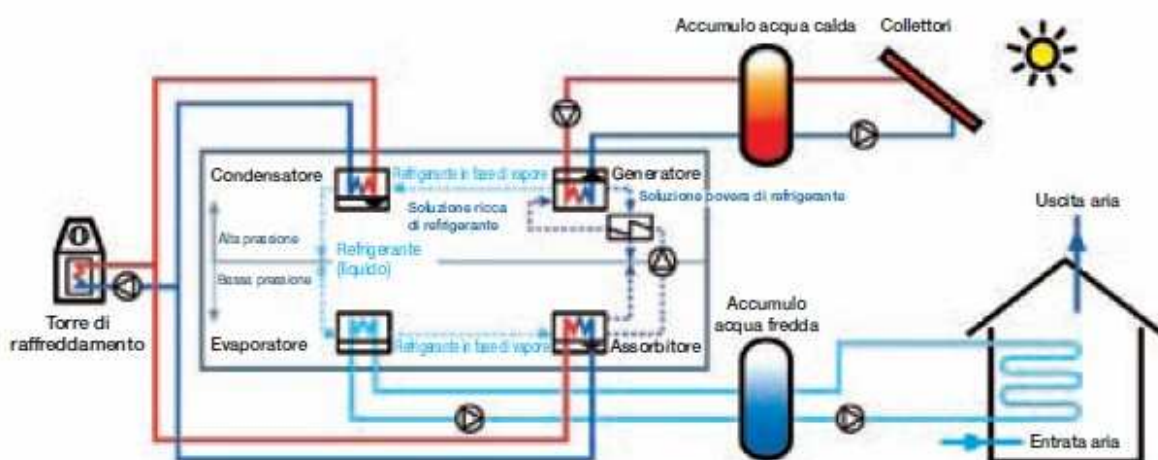
35



Esistono due tipi di sistemi solar cooling:

- Sistemi a ciclo chiuso
  - sistema ad assorbimento
  - sistema ad adsorbimento
- Sistemi a ciclo aperto
  - dessicant cooling

## SISTEMI A CICLO CHIUSO



# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Il sistema funziona tramite la circolazione di vettori termici cioè acqua calda o vapore, che producono direttamente acqua refrigerata e, tramite condizionatori appositi, anche aria condizionata.

Si dice chiuso perché il fluido termovettore rimane in circolo nell'impianto.

Ci sono due macchine realizzabili e diffuse a livello commerciale:

- refrigeratori ad assorbimento (maggioranza del mercato);
- refrigeratori ad adsorbimento (applicazioni meno frequenti, ma con un crescente interesse applicativo).

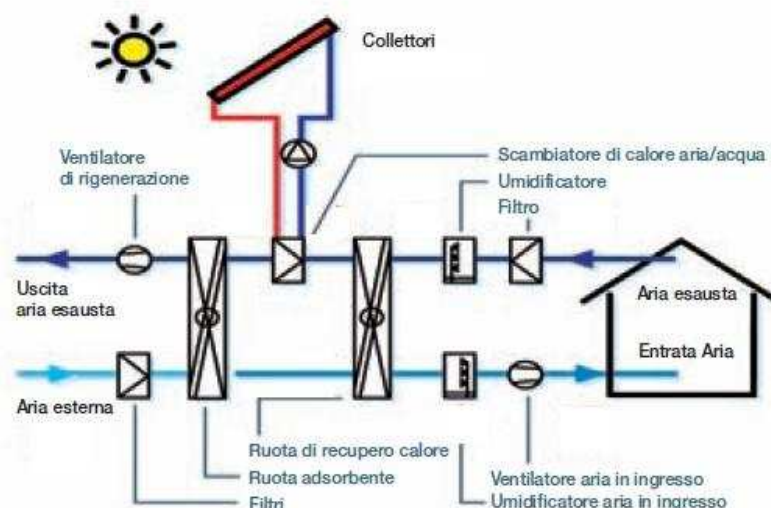
## SISTEMI A CICLO APERTO

Il ciclo è in questo caso una combinazione di raffreddamento evaporativo e deumidificazione dell'aria ottenuta tramite sostanze disseccanti liquide o solide, con l'acqua in raffreddamento a diretto contatto con l'aria da trattare.

Il termine "aperto" è usato per indicare che il fluido refrigerante viene eliminato dal ciclo dopo aver esplicato la funzione di raffreddamento e nuovo fluido sostituisce quello eliminato nell'ambito di un sistema ad anello aperto.

Il risultato, rispetto ai primi, è che otteniamo solo aria condizionata e non aria e acqua fredda.

Quelli che possiamo comunemente trovare sono i *desiccant cooling*.



## 3.5. COLLETTORI SOLARI

I collettori o pannelli solari sono il cuore di un impianto solare termico, il loro scopo è infatti di trasformare la radiazione solare in energia termica tramite un fluido termovettore che attraversa il collettore stesso.

Ne esistono di diversi modelli con campi di applicabilità profondamente diversi, ma lo schema principale di funzionamento è pressoché lo stesso per tutti.

La parte principale è costituita da una piastra captante capace di massimizzare la quantità di radiazione solare assorbita trasformandola in calore. A stretto contatto con la piastra captante circola il fluido termovettore che raccoglie il calore prodotto per condurlo all'utilizzatore. Nelle sue linee principali un collettore solare non è molto diverso da un qualsiasi scambiatore di calore, ma le necessità di isolamento e di massimizzazione di captazione lo rendono un oggetto molto particolare e variegato a seconda dell'uso necessario.

Si dividono in stazionari e non stazionari. Fra i primi ci sono:

- collettori solari piani
- collettori ad accumulo integrato
- collettori sottovuoto
- Compound Parabolic Collectors
- Collettori ad aria

I non stazionari sono:

- Parabolic trough collectors
- Riflettori lineari di Fresnel
- Riflettori a piatto parabolico
- Collettori eliostatici
- Compound Parabolic Collectors (di tipo non stazionario)

### **COLLETTORI STAZIONARI**

I collettori stazionari sono quelli che hanno avuto fino ad ora un utilizzo nettamente maggiore rispetto agli altri. Si tratta di pannelli solari fissi, cioè non dotati di un meccanismo capace di muoverli per inseguire il sole. Ovviamente questo ne pregiudica il rendimento poiché diversi periodi dell'anno e della giornata necessitano di diverse inclinazioni e orientamenti. L'altra faccia della medaglia è un prezzo nettamente inferiore sia di installazione, sia di funzionamento; inoltre necessitano di una manutenzione nettamente minore. Proprio il costo ridotto ne ha permesso un più rapido sviluppo, infatti il limite del solare termico e di tutte le fonti energetiche rinnovabili sta proprio nell'investimento iniziale.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Fra i collettori stazionari troviamo un'ampia gamma di prodotti molto diversi fra loro, rendendo necessaria un'attenta scelta del collettore usato in fase di progetto.

## COLLETTORI SOLARI PIANI

I collettori solari piani sono i principali pannelli stazionari, sono fra i primi ad essere stati realizzati e sono sicuramente i più utilizzati. Consentono di produrre acqua calda a temperature relativamente basse (dai 25 per collettori scoperti ai 70 °C per collettori con doppia copertura e vernici selettive).

38

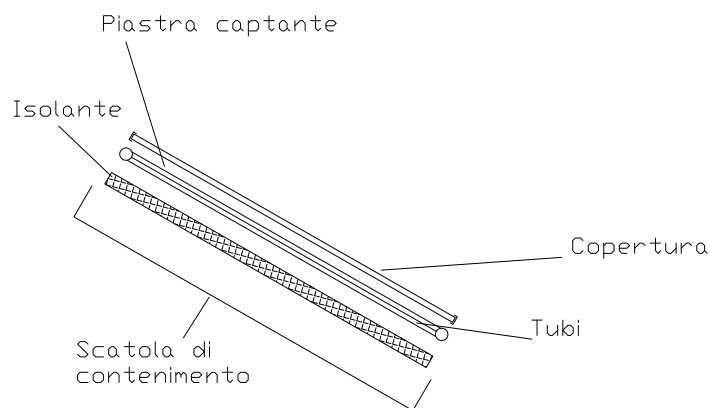


FIGURA 24 SEZIONE DI UN TIPICO COLLETTORE SOLARE PIANO

Gli elementi costitutivi principali sono:

- **COPERTURA:** si tratta di una piastra che copre frontalmente la piastra captante. Il suo scopo è quello di lasciar passare i raggi solari e di impedire la dispersione di calore nella stessa direzione. Le perdite di calore sono per conduzione, per irraggiamento e per convezione.

Le prime non sono quasi presenti frontalmente poiché non vi è contatto diretto fra la piastra captante e la copertura. Le perdite per irraggiamento sono impedito mediante la scelta di opportuni materiali per la copertura; il più usato è il vetro poiché presenta un'alta trasmittanza per le radiazioni nella frequenza del visibile (se vetro a basso contenuto di ferro circa 0,85-0,90 per radiazione ad incidenza normale) e contemporaneamente una bassa trasmittanza per le radiazioni nel campo dell'infrarosso emesse dalla piastra captante (approssimabile addirittura a zero). Sono usati anche materiali plastici, benché presentino peggiori caratteristiche nei confronti della radiazione infrarossa (la trasmittanza arriva a 0,40) e presentino il problema di degradare nel tempo per la permanenza ad alte temperature e per l'esposizione prolungata ai raggi ultravioletti; questo ne limita molto l'impiego. I vantaggi sono le caratteristiche meccaniche che ha la plastica



## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

nei confronti del vetro, infatti non teme rotture per sassi o altri oggetti urtanti, inoltre la possibilità di realizzare film sottili permette di limitare notevolmente la massa del pannello.

Le perdite di tipo convettivo sono le più pericolose. Infatti la piastra scalda l'aria a contatto generando spontaneamente moti convettivi. Il fenomeno è limitato mediante l'uso di una doppia copertura di vetro, in tale modo si crea un sottile strato di aria che fa da isolante; ovviamente in questo modo diminuisce la trasmittanza del materiale. Un altro modo è l'uso di coperture in policarbonato alveolare, questo materiale presenta al suo interno intercapedini di aria che non ne permettono il movimento e diminuiscono notevolmente queste perdite; lo svantaggio è che si tratta di materiale plastico.

- **PIASTRA CAPTANTE:** è il cuore del pannello; la sua funzione è quella di captare la massima radiazione solare e di trasformarla in calore, limitando al minimo le perdite dello stesso. È realizzata normalmente in rame o acciaio ed è trattata superficialmente con vernici scure e opache o addirittura selettive, per ottenere alta assorbanza nel campo del visibile e bassa emettanza per le alte lunghezze d'onda.

- **TUBI:** sono posti a stretto contatto con la piastra captante, talvolta addirittura saldati con essa, per ottenere il miglior scambio termico possibile. Normalmente sono realizzati in rame per l'ottima resistenza alla corrosione. Sono attraversati dal fluido termovettore che viene condotto allo scambiatore o all'accumulo a seconda dell'impianto.

- **ISOLANTE:** è usato per separare la piastra assorbente e i tubi dalla scatola di contenimento. Deve limitare essenzialmente le perdite per conduzione. È realizzato in materiali con struttura porosa, generalmente poliuretano, lana di poliestere, lana di vetro o lana di roccia. Per evitare l'umidità spesso è rivestito con un foglio di alluminio che ferma la condensa.

- **SCATOLA DI CONTENIMENTO:** raccoglie tutti i componenti del collettore conferendogli compattezza e resistenza meccanica, nonché protezione da sporco ed agenti atmosferici. È realizzata generalmente in acciaio inossidabile, alluminio anodizzato e, più raramente, in vetro resina.

- **FLUIDO TERMOVETTORE:** la sua funzione è quella di trasportare il calore dalla piastra captante all'utilizzatore. È necessario che abbia un'elevata densità per limitare le dimensioni dei tubi, un alto calore specifico e che non eserciti un'azione corrosiva sulle pareti dei tubi, deve essere inoltre stabile e chimicamente inerte per le temperature di utilizzo. Il fluido più economico che possiede tutte queste caratteristiche è l'acqua, con l'unico inconveniente di congelare a 0° C a pressione atmosferica. Questo problema è ovviato con l'aggiunta di glicole etilenico<sup>1</sup> o propilenico. In caso di

---

<sup>1</sup> Tossico e non utilizzabile per produrre acqua calda sanitaria anche se presenti due circuiti separati. Per far rendere conto di quanto glicole vada aggiunto si consideri che per le temperature di Roma si aggiunge il 25% in volume di glicole.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

sistemi aperti, cioè in cui il fluido passante nel pannello sia lo stesso utilizzato dall'utente, c'è bisogno di acqua senza aggiunte, con ovvi problemi di congelamento nei mesi invernali e nelle ore notturne. Altro problema dell'acqua è la durezza, per questo motivo l'acqua utilizzata è preventivamente trattata.

Esistono anche sistemi ad aria utilizzati prevalentemente per riscaldamento degli ambienti, quasi mai per produrre acqua calda. Questi sistemi sono descritti nello specifico più avanti nella trattazione.

## COLLETTORI SCOPERTI

I collettori solari piani che maggiormente si discostano da quanto finora detto sono i pannelli scoperti. Infatti tali collettori sono sprovvisti di copertura e normalmente anche di scatola di contenimento e materiale isolante. Mentre i tubi funzionano direttamente da piastra captante. Si tratta di piastre di gomma nera al cui interno sono realizzate tubature per permettere il passaggio dell'acqua. Sono pannelli molto economici con rendimenti accettabili solo per produrre acqua a temperature relativamente basse ( $\sim 30^{\circ}\text{C}$ ) e con ottime condizioni di insolazione. Essendo di materiali plastici sono molto leggeri e flessibili, quindi di facile installazione. Gli usi più comuni sono il riscaldamento estivo di piscine e la produzione di acqua calda per le docce degli stabilimenti balneari.

## COLLETTORI SOLARI SOTTOVUOTO

I collettori solari finora descritti hanno rendimenti estremamente ridotti in climi sfavorevoli, con scarsa insolazione e bassa temperatura, a causa delle eccessive perdite di calore. Poiché queste perdite sono dovute per lo più ad effetti convettivi, sono stati ideati dei pannelli nei quali l'intercapedine d'aria è sostituita da una zona sottovuoto (o meglio a bassissima pressione). Questo permette di ridurre drasticamente le perdite anche in zone a temperatura molto bassa.

Ovviamente è necessario cambiare la conformazione del collettore preferendo geometrie più uniformi; anche i costi sono nettamente più elevati.

Esistono fondamentalmente due tecnologie diverse per realizzare questi pannelli: nella prima lo scambio di calore è liquido-liquido come nei pannelli convenzionali, mentre la seconda prevede che il fluido che scorre nelle tubature del pannello evapori e ceda successivamente il calore per condensazione, quest'ultima è detta tecnologia *heat-pipe*.

La tecnologia *heat-pipe* risulta più efficiente, ma è tecnologicamente più complessa. Per far evaporare il fluido a temperature inferiori ai  $100^{\circ}\text{C}$  spesso vengono depressurizzate le tubature che contengono il fluido termovettore. Il fluido termovettore è solitamente metanolo.

Il pannello è realizzato con due tubi concentrici fra i quali c'è l'ambiente depressurizzato ( $\sim 5 \cdot 10^{-3}$  Pa); i due tubi sono entrambi in vetro. All'interno dei due tubi c'è la piastra captante realizzata con un tubo a U in metallo (solitamente rame) trattato superficialmente con vernici opache e selettive,

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

all'interno del quale scorre il fluido termovettore. In testa alla piastra captante c'è uno scambiatore di calore. In caso di tecnologia heat-pipe il tubo ad U è sostituito con un singolo tubicino mentre lo scambiatore consiste in un condensatore. La realizzazione a bulbo secco permette inoltre di escludere dal circuito anche un solo tubo lasciando l'impianto funzionante.

Un altro schema costruttivo prevede che la piastra captante sia costituita da una lunga lamina sulla quale sia saldato il tubicino per il passaggio del fluido termovettore, anche in questo caso la forma del tubo dipende se si tratta o no di tecnologia heat-pipe. La piastra captante è inserita in un tubo di vetro all'interno del quale è realizzato il vuoto. In questo caso viene eliminato un tubo di vetro e il vuoto è realizzato direttamente attorno alla piastra captante. Anche qui in testa ai tubi c'è lo scambiatore di calore.

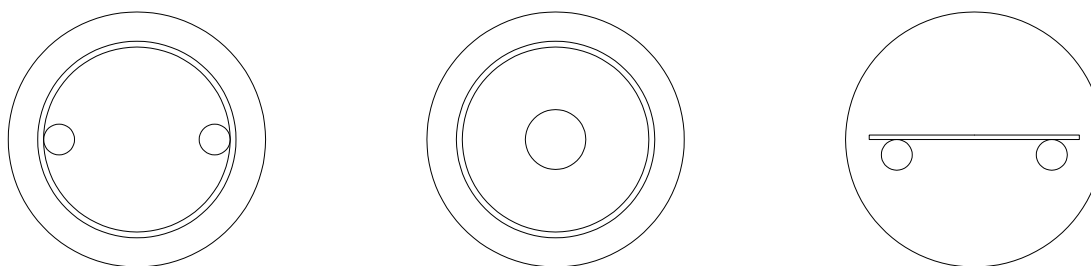


FIGURA 25 SEZIONI TRASVERSALI DEI TRE PRINCIPALI SCHEMI COSTRUTTIVI PER UN TUBO SOTTOVUOTO

Alcune realizzazioni particolarmente efficienti sono provviste, nella parte posteriore dei tubi di vetro, di specchi parabolici per concentrare la radiazione solare aumentando così la superficie attiva.

Attualmente il costo di questi collettori è estremamente alto, ma si sta avviando, soprattutto in Cina, una linea produttiva autonoma per la realizzazione di tubi sottovuoto, con una conseguente riduzione dei costi.

### COMPOUND PARABOLIC COLLECTORS (CPC)

I CPC sono collettori che si basano sull'ottica senza immagini (Non-imaging optics). Si tratta di una disciplina nata a metà degli anni '60 che prevede di ottimizzare il trasferimento di una radiazione luminosa senza mantenere l'immagine originaria come nell'ottica convenzionale. Poiché per il solare termico non è importante che si conservi l'immagine del sole questa tecnologia è sembrata subito applicabile a questo scopo. I rapporti di concentrazione ottenibili sono di 2-4 volte maggiori rispetto a quelli dell'ottica con immagini. Inoltre questi sistemi possiedono un angolo di accettabilità della radiazione solare anche discretamente ampio consentendogli di funzionare senza inseguire il sole, risparmiando quindi gli elevati costi legati ai meccanismi di movimentazione.

Uno schema costruttivo prevede due specchi di forma parabolica nei quali è posto sul punto focale l'assorbitore, cioè un tubo metallico superficialmente trattato, nel quale scorre il fluido

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

termovettore. La radiazione incidente sullo specchio è riflessa nelle vicinanze del punto focale, colpendo la piastra captante. Il nome “compound” deriva proprio dal fatto che il pannello è composto da due segmenti di parabola con differenti punti focali. Esistono realizzazioni simmetriche e asimmetriche.

Il principio fondamentale di questi pannelli è che tutta la radiazione che entra nell’apertura, entro l’angolo di accettazione, raggiunge, dopo diverse riflessioni, il tubo ricevitore. Esistono varie realizzazioni, ma tutte funzionano nel medesimo modo. L’angolo di accettazione è definito dal doppio dell’angolo minimo che deve avere la luce rispetto alla verticale per poter essere assorbita. L’orientazione del pannello è legata a tale angolo.

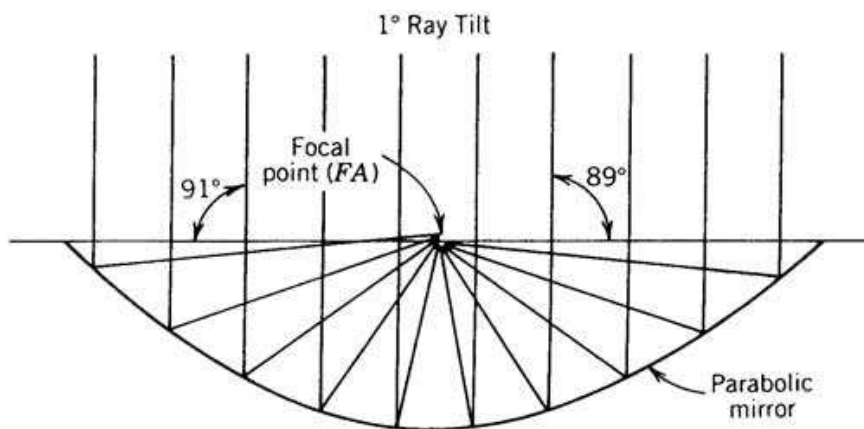


FIGURA 26 SEZIONE DI UN TIPICO COMPOUND PARABOLIC COLLECTOR (CPC)

Ovviamente è possibile realizzare collettori di questo tipo ad inseguimento solare, il rendimento migliora, ma crescono conseguentemente anche i costi. Normalmente il CPC è posizionato con l’asse del ricevitore concorde con la direzione E/W. In questo caso è possibile aumentare il rendimento del pannello con rotazioni periodiche intorno all’asse; maggiore è l’angolo di accettazione e minore è il numero di rotazioni necessarie all’anno:

Semi angolo di accettazione	Numero di rotazioni annue
19,5°	2
14°	4
11°	6
9°	10
8°	14
7°	20
6,5°	26
6°	80
5,5°	84

FIGURA 27 NUMERI DI ROTAZIONI ALL’ANNO IN RAPPORTO AI SEMI ANGOLI DI ACCETTAZIONE

mentre il rapporto di concentrazione è pari a:

$$CR_g = \frac{1}{\sin\left(\frac{1}{2}\vartheta_{accept}\right)}$$

## COLLETTORI SOLARI AD ARIA (SOLARWALL®)

Piuttosto diversi dai pannelli finora descritti sono i collettori ad aria. Infatti sono evidenti le differenze fra i fluidi termovettori acqua e aria. L'aria presenta un coefficiente di scambio termico e una capacità termica nettamente minori dell'acqua, è quindi necessario prevedere per questi pannelli superfici molto più ampie di scambio termico piastra captante – fluido termovettore. L'aria normalmente non è costretta attraverso dei tubi, bensì passa per feritoie ottenute fra la piastra captante e l'isolante.

Sebbene esista la possibilità di produrre acqua calda sanitaria con un collettore ad aria, l'impiego più importante è il riscaldamento degli ambienti. La tecnologia che ha avuto maggior fortuna fra i pannelli ad aria è sicuramente la solarwall®, ed è questa quella considerata nella trattazione.

I collettori solarwall® consistono in piastre metalliche microforate poste sulle pareti verticali di un edificio e sormontate da un ventilatore e da un condotto di areazione. Fra la piastra e la parete c'è un'intercapedine che permette il passaggio dell'aria.

Il funzionamento è estremamente semplice: la piastra (solar heat absorber) si trova su una parete esposta a sud ed è quindi irraggiata dal sole, il ventilatore (fan unit) provoca una depressione nell'intercapedine (air gap) favorendo l'immissione dell'aria dai microfori; l'aria in movimento assorbe calore dalla piastra. È importante che la ventola si trovi in alto in modo che la circolazione naturale aiuti la ventola stessa, inoltre viene utilizzata così tutta la piastra e non solo la parte vicina al ventilatore. Il processo è ben illustrato in Figura 28.

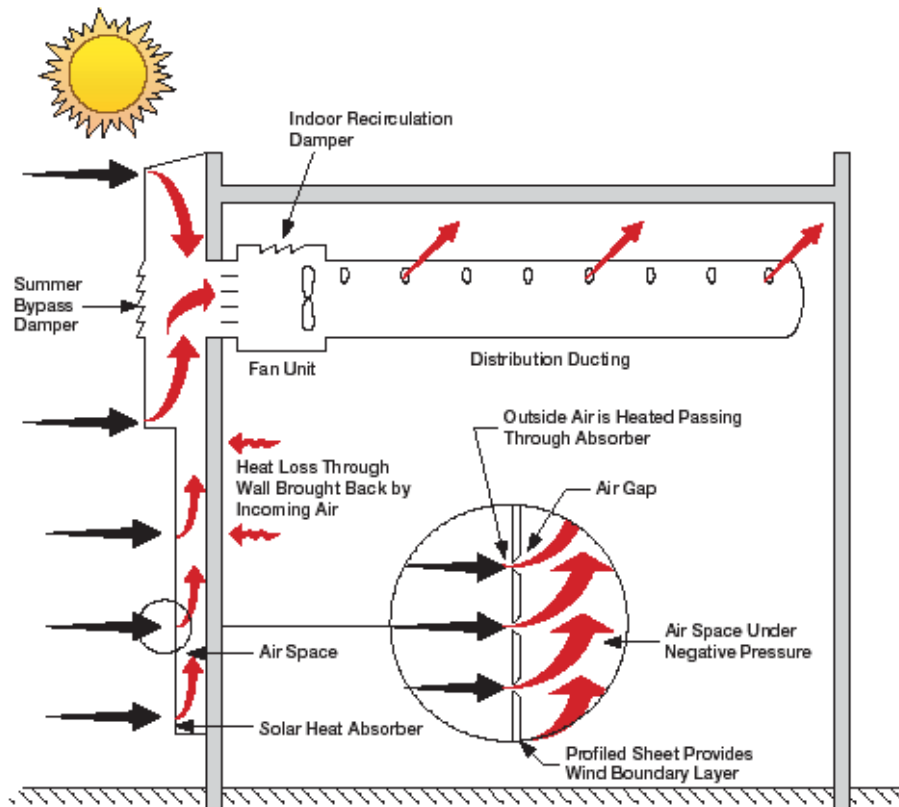


FIGURA 28 SCHEMA D'IMPIANTO DI UN SISTEMA PER IL RISCALDAMENTO E IL RICAMBIO DELL'ARIA TRAMITE TECNOLOGIA SOLARWALL®

Grazie alla struttura estremamente semplice, questi pannelli sono fra i più economici, garantendo comunque un buon rendimento. Inoltre vengono installati su superfici verticali<sup>2</sup>, non presentano quindi problemi di innevamento nei mesi invernali. La loro posizione verticale permette di raccogliere molta radiazione riflessa, vantaggio sensibile soprattutto in caso di superfici innevate.

Per contro questo sistema non è adatto per riscaldare ambienti che non richiedano un ricambio dell'aria; inoltre il costo di funzionamento e di installazione dei ventilatori è sensibile (in molti edifici sono presenti indipendentemente dai pannelli, non incidono quindi come costo). Un altro limite è rappresentato dall'ombreggiamento, più probabile su superfici verticali che orizzontali.

## 3.6. RENDIMENTO DEI COLLETTORI SOLARI

### COLLETTORI PIANI

Per calcolare il rendimento di un collettore solare sarebbe necessario effettuare sia un'analisi termica che una ottica. Nelle applicazioni pratiche viene semplificata notevolmente l'analisi.

<sup>2</sup> Nei mesi invernali, cioè quando serve maggiormente il riscaldamento degli ambienti, il sole è più basso. Per questo i pannelli solarwall® vengono installati in verticale, mentre pannelli per la produzione di ACS, che sfruttano di più l'estate, sono inclinati.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

L'espressione analitica della curva di efficienza istantanea di un collettore solare viene derivata a partire dall'equazione di equilibrio termico:

$$G \cdot \tau \cdot \alpha \cdot S = Q_{ut} + q_p$$

dove:

$G$  è la radiazione incidente per  $m^2$  di superficie ( $W/m^2$ )

$\tau$  è la trasmittanza solare effettiva della copertura trasparente

$\alpha$  è l'assorbanza solare effettiva della piastra captante

$S$  è la superficie attiva totale

$Q_{ut}$  è la potenza termica fornita al fluido termovettore

$q_p$  è la potenza termica dispersa nell'ambiente.

L'equazione dell'efficienza è conseguentemente:

$$\eta = \frac{Q_{ut}}{S \cdot G}$$

cioè il rapporto fra l'energia utile e l'energia irraggiata dal sole sotto forma di onde elettromagnetiche.

Nella pratica progettuale si usa la *curva pratica*, decisamente più semplice:

$$\eta = A - B \cdot \Delta T^*$$

dove

$$\Delta T^* = \frac{(T_{\text{fingresso}} - T_a)}{G}$$

la curva in questione è una retta. Risulta quindi molto semplice confrontare il rendimento di diversi pannelli in funzione di  $\Delta T^*$ .

I valori di  $A$  e  $B$  sono trovati in modo sperimentale, ma sono comunque riconducibili a grandezze calcolabili:

$$A = F_R (\tau \alpha)$$

$$B = F_R \cdot U_L$$

dove:

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

$U_L$  è il coefficiente di perdite di calore

$F_R$  è il fattore di rimozione del calore pari al rapporto fra la potenza prelevata dal fluido e la potenza massima trasferibile al fluido (cioè con piastra a temperatura pari a quella di ingresso del fluido)

$\tau\alpha$  è il prodotto dei coefficienti di trasmissione e di assorbimento del vetro e della piastra.

In un'analisi più dettagliata va considerato anche l'angolo di incidenza della radiazione sul vetro, che può modificare in modo sensibile il valore del prodotto  $\tau\alpha$ . Il modificatore dell'angolo di incidenza è indicato con  $k_{\tau\alpha}$  definito dall'equazione:

$$k_{\tau\alpha} = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos \vartheta} - 1 \right) - b_1 \left( \frac{1}{\cos \vartheta} - 1 \right)^2$$

con  $b_0 = -1$  e  $b_1 = 0$  se è un vetro singolo. Dove  $\theta$  è l'angolo di incidenza della radiazione.

Per semplicità di calcolo si può utilizzare il valore di  $k_{\tau\alpha}$  pari a 0,95 per pannelli con un singolo vetro e  $k_{\tau\alpha}$  pari a 0,94 per pannelli doppio vetriati.

## COLLETTORI SCOPERTI

Nel valutare il rendimento di un pannello scoperto assume importanza anche il vento, poiché l'aria esterna è a diretto contatto con la piastra captante; quindi aumentando la velocità del vento aumenta il coefficiente di scambio termico con l'esterno, aumentando di conseguenza anche le perdite.

La potenza termica utile trasmessa al fluido termovettore è valutabile secondo la seguente espressione:

$$Q_{ut} = (F_R \cdot \alpha) \left[ G + \left( \frac{\xi}{\alpha} \right) L \right] - (F_R \cdot U_L) \cdot \Delta T \text{ dove:}$$

$\xi$  è l'emissività ad onde lunghe dell'assorbitore.

$L$  è l'emissività ad onde lunghe del cielo.

Le altre grandezze sono le stesse definite in precedenza.

$\xi/\alpha \cong 0,96$ , mentre  $L$  dipende molto dalla serenità del cielo, quindi dall'indice mensile di serenità  $K$ :

$$L = L_{sky} - \sigma \cdot (T_a + 273,2)^4$$

con  $\sigma$  costante di Stefan-Boltzmann:  $\sigma = 5,669 \cdot 10^{-8} \text{ (W/m}^2\text{)/K}^4$ .



# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

$$L_{sky} = \sigma \cdot (T_{sky} + 273,2)^4$$

$$L_{skyclear} = 5,31 \cdot 10^{-13} \cdot (T_a + 273,2)^4$$

$$L_{skycloudy} = 0,963 \cdot \sigma \cdot (T_a + 273,2 - 5)^4$$

47

Non essendo facilmente valutabile la  $T_{sky}$  (temperatura del cielo) si è trovata un'altra relazione:

$$L_{sky} = (1 - c) \cdot L_{skyclear} + c \cdot L_{skycloudy}$$

con

$$c = \frac{K - 0,165}{0,835}$$

I prodotti fra  $F_R$  e  $U_L$  sono valutati in modo sperimentale e dipendono dalla velocità del vento secondo le relazioni:

$$F_R \alpha = a_1 + a_2 \cdot V$$

$$F_R U_L = b_1 + b_2 \cdot V$$

con  $V$  velocità del vento.

## COMPOUND PARABOLIC COLLECTORS

Il rendimento dei CPC dipende fortemente dall'angolo di accettazione e quindi dal rapporto di concentrazione. Ad esempio si valuta il rendimento per un pannello con angolo di accettazione di circa  $19^\circ$  pari a:

$$\eta = 0,73 - 0,64 \cdot \Delta T^*$$

## COLLETTORI SOLARWALL<sup>®</sup>

Per calcolare il risparmio ottenuto con i collettori solarwall<sup>®</sup> bisogna considerare i tre effetti benefici: riscaldamento dell'aria, recupero delle perdite delle mura del lato sud e destratificazione dell'aria per gli edifici con alti soffitti.

Il rendimento è calcolabile secondo la seguente equazione:

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

$$\eta = \frac{\alpha}{1 + \frac{\left(\frac{20v'_{wind}}{Q_{coll}}\right) + 7}{Q_{coll} \cdot \rho \cdot C_p (1 - 0,005Q_{coll})}}$$

dove

$Q_{coll}$  è la portata d'aria nel collettore

$v'_{wind}$  è la velocità del vento al collettore, calcolata come

$$v'_{wind} = 0,35 \cdot v_{wind}$$

$\alpha$  è l'assorbanza del collettore

$\rho$  è la densità dell'aria ( $\rho \cong 1,223 \text{ kg/m}^3$ )

$C_p$  è il calore specifico dell'aria ( $C_p \cong 1,005 \text{ kJ/(kg } ^\circ\text{C)}$ ).

Per valutare quanta parte dell'energia raccolta è effettivamente richiesta dall'utente, è stato introdotto un fattore detto fattore di utilizzazione  $f_{util}$ :

$$f_{util} = \frac{\Delta T_{act}}{\Delta T_{avl}}$$

dove  $\Delta T_{avl}$  è l'aumento di temperatura dell'aria nel suo passaggio nel pannello:

$$\Delta T_{avl} = \frac{\eta \cdot G}{Q_{coll} \cdot \rho \cdot C_p \cdot h_{sole}}$$

con

$G$  irraggiamento giornaliero medio mensile

$h_{sole}$  ore di sole al giorno.

Mentre  $\Delta T_{act}$  è l'aumento di temperatura effettivo.

$\Delta T_{act}$  è limitata dalle condizioni imposte sulla temperatura dell'aria in uscita dal collettore  $T_{del,act}$ , cioè temperatura effettivamente consegnata. Comunque minore di  $T_{del,max}$  imposta dall'utente.

$$T_{del,avl} = T_{avr,light} + \Delta T_{avl}$$
$$T_{del,act} = \min(T_{del,max}, T_{del,avl})$$

e

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

$$\Delta T_{act} = T_{del,act} - T_{avr,light}$$

con  $T_{avr,light}$  temperatura media diurna.

Il risparmio energetico attivo ottenuto è

$$Q_{sol} = \eta \cdot G \cdot f_{util}$$

Il recupero energetico ottenuto per la diminuzione delle perdite di calore delle mura del lato sud è calcolabile sommando gli apporti dati in tre differenti situazioni: quando l'impianto è in funzione ( $Q_{rec,op,day}$ ), quando è in funzione la ventola per il ricambio dell'aria durante la notte ( $Q_{rec,op,night}$ ) e quando l'impianto è spento ( $Q_{rec,shutdown}$ ).

$$Q_{rec,op,day} = h_{op,day} \left[ \frac{S_{coll}}{R_{wall}} (T_{in} - T_{eff}) \right]$$

$$Q_{rec,op,night} = h_{op,night} \left[ \frac{S_{coll}}{R_{wall}} (T_{in} - T_{amb}) \right]$$

$$Q_{rec,shutdown} = [24 - (h_{op,day} + h_{op,night})] \cdot \left[ \left( \frac{S_{coll}}{R_{wall}} - \frac{S_{coll}}{R_{wall} + R_{coll}} \right) (T_{in} - T_{eff}) \right]$$

dove

$h_{op}$  sono le ore di funzionamento di giorno e di notte

$S_{coll}$  è la superficie di collettore

$R_{wall}$  è il coefficiente di trasmissione termica del muro

$R_{coll}$  è il coefficiente di trasmissione termica del pannello (solitamente  $R_{coll} \cong 0,33 \text{ m}^2\text{C/W}$ )

$T_{in}$  è la temperatura dell'ambiente interno

$T_{eff}$  è la temperatura effettiva alla quale il muro cede calore, calcolata così:

$$T_{eff} = \frac{2}{3} T_{coll} + \frac{1}{3} T_{amb}$$

Il risparmio dovuto alla destratificazione è tipico dei capannoni industriali poiché hanno soffitti molto alti che accumulano il calore. L'immissione di aria dall'alto, a temperatura leggermente più bassa provoca una circolazione che destratifica l'ambiente. Inoltre una temperatura minore dell'aria a contatto col soffitto riduce le perdite di calore. Il vantaggio energetico è calcolabile con la seguente formula:

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

$$Q_{\text{destrat}} = h_{op} (T'_{\text{strat}} - T_{\text{strat}}) \cdot \left( Q_{\text{design}} \cdot \rho \cdot CP + \frac{A_{\text{floor}}}{R_{\text{roof}}} \right)$$

dove

$T_{\text{strat}}$  è la temperatura dell'aria al soffitto prima dell'installazione dei collettori

$T'_{\text{strat}}$  è la temperatura dell'aria al soffitto dopo l'installazione degli stessi

$Q_{\text{design}}$  è la portata dell'aria che attraversa i collettori

$A_{\text{floor}}$  è l'area totale del pavimento

$R_{\text{roof}}$  è il coefficiente di trasmissione termica del soffitto.

La riduzione di temperatura al soffitto è stimata intorno al 25%, in ogni caso non supera mai i 5 °C.

## 4. INPUT

### 4.1. LOCALITÀ

Per lo studio dei diversi sistemi di climatizzazione innovativi, che prevedono l'utilizzo di fonti rinnovabili, sono state prese in considerazione quattro località con diverse condizioni climatiche tali da rappresentare le diverse zone climatiche presenti in Italia.

Le località prese in considerazione sono: Milano, Roma, Napoli e Palermo.

	GG	Zona climatica	Latitudine	Temperatura massima	Temperatura minima	Temperatura media giornaliera massima	Temperatura media giornaliera minima
MILANO	2404	E	45°28'	34.0	-5.6	17.3	10.3
NAPOLI	1034	C	40°51'	35.0	0.9	21.6	14.0
PALERMO	751	B	38°7'	35.8	3.6	21.5	14.6
ROMA	1415	D	41°57'	36.4	-4.4	21.2	9.2

TABELLA 2

In Tabella 2 sono indicati i principali dati climatici relativi alle località considerate.

### 4.2. EDIFICI

Gli edifici analizzati sono frutto di una ricerca effettuata dall'Enea volta ad identificare le costruzioni adibite ad uso ufficio maggiormente diffuse in Italia. Il risultato della ricerca consiste in 3 tipologie edilizie rappresentanti gli edifici tipici presenti in Italia. Le 3 tipologie di edifici sono state successivamente diversificate a seconda della località, arrivando così a definire un totale di dodici edifici diversi.

Le 3 tipologie di edifici sono nel dettaglio:

Edificio 1: edificio in muratura e cemento armato, costruito fra il 1920 e il 1945. 2 piani di 3.3 metri di altezza ciascuno (6.6 m complessivi di altezza) e 216 m<sup>2</sup> in pianta. Dopo ristrutturazione per migliore resa energetica.

Edificio 2: edificio in cemento armato, costruito fra il 1945 e il 1970. 5 piani di 3.1 metri ciascuno (15.5 m complessivi di altezza) e 480 m<sup>2</sup> in pianta. Dopo ristrutturazione per migliore resa energetica.

Edificio 3: edificio in muratura e cemento armato, costruito fra il 1945 e il 1970. 2 piani di 3.1 metri ciascuno (6.2 complessivi) e 216 m<sup>2</sup> in pianta. Dopo ristrutturazione per migliore resa energetica.

## 4.3. DATI GEOLOGICI

Sono stati messi a disposizione i dati geologici relativi a dei rilievi effettuati per ENEA dalla facoltà di Geologia di Roma III.

Nelle seguenti tabelle vengono riportati i risultati di varie campagne di misura mediante sondaggi ripetuti tante volte quante sono le formazioni riconosciute. Riguardo la densità e il calore specifico, a meno di litologie estremamente variabili con la profondità, i valori sono pressochè costanti. I dati relativi a resa termica, capacità e conducibilità sono derivati dalle norme VDI.

Nelle tabelle seguenti vengono riportati i risultati di tale studio e in corrispondenza dei punti di rilievo indicati nelle relative figure.

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Codice sonda	descrizione terreno	PESO di VOLUME (densità media) KN/m <sup>3</sup>	Calore Specifico kJ/kg°C	CONDUCIBILITA' TERMICA med (W/mK)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA min (MJ/m <sup>3</sup> K)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA max (MJ/m <sup>3</sup> K)	PROFONDITA'	SPESSORE
M1	terreno vegetale	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	0.00	3.00
M1	argilla	19.00	0.80	1.70	1.60	3.40	3.00	34.50
M1	ghiaia e sabbia	19.00	0.80	1.80	2.40	2.40	37.50	3.50
M1	sabbia	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	41.00	9.00
M1	ghiaia e sabbia	19.00	0.80	1.80	2.40	2.40	50.00	18.00
M1	sabbia con intercalati livelli di argilla rossa	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	68.00	2.00
M1	ghiaia, ciottoli e sabbia	19.00	0.80	1.80	2.40	2.40	70.00	10.00
M1	argilla	19.00	0.80	1.70	1.60	3.40	80.00	3.00
M2	terreno di riporto	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	0.00	1.00
M2	ciottoli, ghiaia, ghiaietto e sabbia	19.00	0.80	1.80	2.40	2.40	1.00	50.00
M2	argilla e sabbione argilloso passante verso il basso a sabbia fine argillosa	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	51.00	18.50
M2	sabbia e ghiaia	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	69.50	21.50
M2	argilla gialla cenere	19.00	0.80	1.70	1.60	3.40	91.00	11.00
M3	terreno di coltura	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	0.00	4.50
M3	ghiaia e sabbia con ciottoli	19.00	0.80	1.80	2.40	2.40	4.50	17.00
M3	argilla giallastra	19.00	0.80	1.70	1.60	3.40	21.50	2.20
M3	ghiaia, ghiaietto e sabbia media	19.00	0.80	1.80	2.40	2.40	23.70	33.30
M3	argilla e sabbia	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	57.00	11.00
M3	ghiaia, ghiaietto e sabbia media	19.00	0.80	1.80	2.40	2.40	68.00	12.20
M3	sabbia argillosa finissima	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	80.20	4.40
M3	argilla giallastra	19.00	0.80	1.70	1.60	3.40	84.60	13.40
M3	sabbia argillosa	19.00	0.80	2.40	2.20	2.90	98.00	4.00
M3	argilla giallastra	19.00	0.80	1.70	1.60	3.40	102.00	8.00

TABELLA 3 RISULTATI SONDEGGI GEOLOGICI MILANO



FIGURA 29 UBICAZIONE SONDAGGI MILANO



## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Codice sonda	descrizione terreno	PESO di VOLUME (densità media) KN/m <sup>3</sup>	Calore Specifico kJ/kg°C	CONDUCIBILITA' TERMICA med (W/mK)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA min (MJ/m <sup>3</sup> K)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA max (MJ/m <sup>3</sup> K)	PROFONDITA'	SPESSORE
S4	riporto	18.00	0.80	2.40	2.20	2.90	0.00	7.50
S4	limo torboso e torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	7.50	3.20
S4	limo costituito da cenere rimaneggiata di colore grigio	18.00	0.80	1.70	1.60	3.40	10.70	0.80
S4	sabbia ghiaiosa costituita da cenere rimaneggiata	18.00	0.80	2.40	2.20	2.90	11.50	0.90
S4	torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	12.40	1.00
S4	sabbia ghiaiosa costituita da cenere rimaneggiata	18.00	0.80	2.40	2.20	2.90	13.40	5.00
S4	limo torboso e torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	18.40	3.50
S4	cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa fine	18.00	0.80	2.40	2.20	2.90	21.90	2.90
S4	pomici eterometriche rimaneggiate ed alterate	18.00	0.80	0.40	1.40	1.60	24.80	4.20
S4	sabbia costituita da cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa medio grossa	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	29.00	6.00
S5	riporto	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	0.00	5.40
S5	limo costituito da cenere rimaneggiata a granulometria limosa debolmente sabbiosa	18.00	0.80	1.70	1.60	3.40	5.40	4.30
S5	torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	9.70	0.30
S5	limo costituito da cenere rimaneggiata a granulometria limosa debolmente sabbiosa	18.00	0.80	1.70	1.60	3.40	10.00	0.50
S5	torba e limo torboso	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	10.50	1.60
S5	sabbia ghiaiosa costituita da cenere rimaneggiata	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	12.10	0.90
S5	torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	13.00	2.00
S5	sabbia costituita da cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa medio grossa	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	15.00	7.40
S5	cenere rimaneggiata e pomici	18.00	0.80	0.40	1.40	1.60	22.40	9.60
S5	sabbia costituita da cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa medio grossa	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	32.00	3.00

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Codice sonda	descrizione terreno	PESO di VOLUME (densità media) KN/m <sup>3</sup>	Calore Specifico kJ/kg°C	CONDUCIBILITA' TERMICA med (W/mK)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA min (MJ/m <sup>3</sup> K)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA max (MJ/m <sup>3</sup> K)	PROFONDITA'	SPESSORE
S6	riporto	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	0.00	5.50
S6	cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa fine	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	5.50	1.80
S6	torba e limo torboso	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	7.30	12.20
S6	sabbia costituita da cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa medio grossa	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	19.50	2.50
S6	cenere rimaneggiata e pomici	18.00	0.80	0.40	1.40	1.60	22.00	2.00
S6	sabbia	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	24.00	3.40
S6	pomici e litici di dimensioni massime pari a 2 cm	18.00	0.80	0.40	1.40	1.60	27.40	4.10
S6	sabbia costituita da cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa medio grossa	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	31.50	3.50
S7	riporto	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	0.00	5.10
S7	limo costituito da cenere rimaneggiata a granulometria limosa	18.00	0.80	1.70	1.60	3.40	5.10	1.40
S7	sabbia costituita da litici nerastri	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	6.50	1.50
S7	limo torboso e torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	8.00	8.00
S7	sabbia medio grossa	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	16.00	1.70
S7	torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	17.70	1.80
S7	sabbia media	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	19.50	8.60
S7	pomici rimaneggiate	18.00	0.80	0.40	1.40	1.60	28.10	3.40
S7	sabbia costituita da cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa medio grossa	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	31.50	3.50
S8	riporto	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	0.00	5.50
S8	limo torboso e torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	5.50	8.00
S8	limo costituito da cenere rimaneggiata	18.00	0.80	1.70	1.60	3.40	13.30	1.00

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Codice sonda	descrizione terreno	PESO di VOLUME (densità media) KN/m <sup>3</sup>	Calore Specifico kJ/kg°C	CONDUCIBILITA' TERMICA med (W/mK)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA min (MJ/m <sup>3</sup> K)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA max (MJ/m <sup>3</sup> K)	PROFONDITA'	SPESSORE
S8	torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	14.30	1.40
S8	sabbia medio grossolana	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	15.70	0.90
S8	torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	16.60	3.50
S8	sabbia media	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	20.10	6.40
S8	pomici rimaneggiate di colore grigiastro	18.00	0.80	0.40	1.40	1.60	26.50	5.00
S8	sabbia costituita da cenere rimaneggiata	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	31.50	3.50
S9	riporto	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	0.00	14.20
S9	limo torboso e torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	14.20	1.10
S9	sabbia costituita da cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa medio grossolana	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	15.30	4.80
S9	torba	18.00	0.80	0.40	0.50	3.80	20.10	0.90
S9	limo costituito da cenere rimaneggiata	18.00	0.80	1.70	1.60	3.40	21.00	6.00
S9	pomici rimaneggiate di dimensioni massime di 2 cm	18.00	0.80	1.80	2.40	2.40	27.00	2.50
S9	sabbia costituita da cenere rimaneggiata a granulometria sabbiosa	18.00	0.80	2.40	1.60	3.40	29.50	5.50

TABELLA 4 RISULTATI SONDAGGI GEOLOGICI NAPOLI

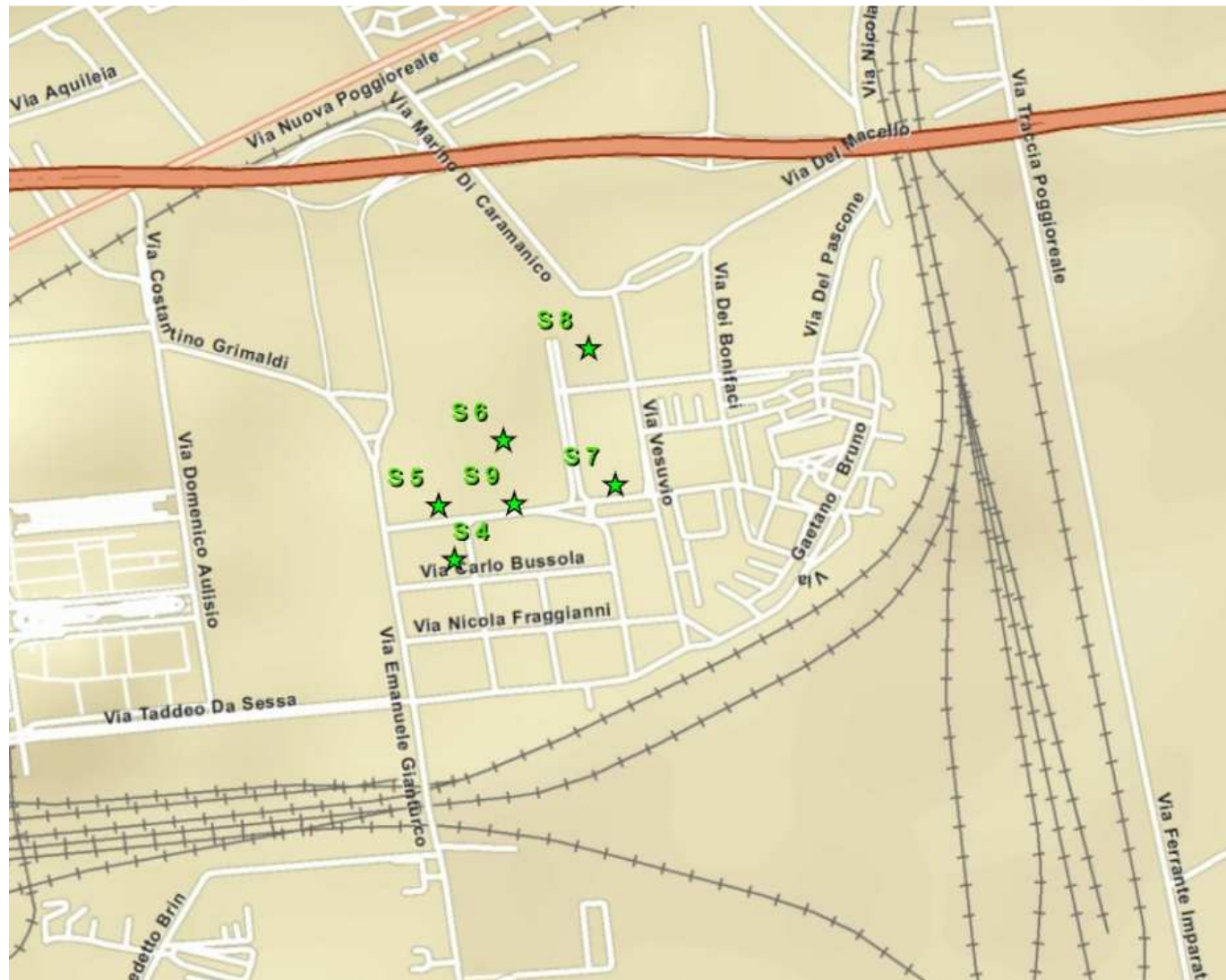


FIGURA 30 UBICAZIONE SONDEGGI NAPOLI

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Codice sonda	descrizione terreno	PESO di VOLUME (densità media) KN/m <sup>3</sup>	Calore Specifico kJ/kg°C	CONDUCIBILITA' TERMICA med (W/mK)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA min (MJ/m <sup>3</sup> K)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA max (MJ/m <sup>3</sup> K)	PROFONDITA'	SPESSORE
PA4	riporto			2.40	1.60	3.40	0.00	1.20
PA4	alternanza di calcareniti pseudonodulari e sabbie fini	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	1.20	14.30
PA4	alternanza di calcareniti e sabbie calcaree	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	15.50	7.50
PA4	sabbie calcaree fini con noduli sparsi di calcareniti e calcilutiti	19.00	0.90	2.40	1.60	3.40	23.00	4.00
PA3	terre rosse	19.00	0.92	2.40	1.60	3.40	0.00	1.50
PA3	calcareniti in banchi e sottili livelli sabbiosi	23.00	0.92	2.30	1.60	2.80	1.50	2.00
PA3	alternanza di calcareniti pseudonodulari e sabbie fini	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	3.50	4.30
PA3	sabbie con rari livelli cementati	18.00	0.90	2.40	1.60	3.40	7.80	10.20
PA3	sabbie calcaree fini con noduli sparsi di calcareniti e calcilutiti	19.00	0.90	2.40	1.60	3.40	18.00	3.00
PA3	alternanza di calcareniti pseudonodulari e sabbie fini	20.00	0.90	2.30	1.60	2.80	21.00	4.50
PA3	sabbie calcaree fini con noduli sparsi di calcareniti e calcilutiti	19.00	0.92	2.40	1.60	3.40	25.50	6.10
PA3	prevalenza di sabbie e sabbie fini	19.00	0.92	2.40	1.60	3.40	31.60	1.30
PA2	terre rosse	19.00	0.92	2.40	1.60	3.40	0.00	1.50
PA2	alternanza di calcareniti pseudonodulari e sabbie fini	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	1.50	1.00
PA2	calcareniti e calcilutiti pseudonodulari a grana fine, con cemento primario interessato da processi di decementazione da parte delle acque di falda	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	2.50	5.30
PA2	calcareniti in banchi e sottili livelli sabbiosi	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	7.80	1.70
PA2	alternanza di calcareniti pseudonodulari e sabbie fini	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	9.50	1.80
PA2	alternanza di calcareniti e sabbie calcaree	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	11.30	4.80
PA2	alternanza di calcareniti pseudonodulari e sabbie fini	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	16.10	9.50

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Codice sonda	descrizione terreno	PESO di VOLUME (densità media) KN/m <sup>3</sup>	Calore Specifico kJ/kg°C	CONDUCIBILITA' TERMICA med (W/mK)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA min (MJ/m <sup>3</sup> K)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA max (MJ/m <sup>3</sup> K)	PROFONDITA'	SPESSORE
PA1	terreno vegetale		0.92	2.40	1.60	3.40	0.00	0.75
PA1	calcareniti in banchi e sottili livelli sabbiosi	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	0.75	3.75
PA1	alternanza di calcareniti pseudonodulari e sabbie fini	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	4.50	1.20
PA1	calcareniti in banchi e sottili livelli sabbiosi	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	5.70	2.10
PA1	alternanza di calcareniti e sabbie calcaree	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	7.80	9.00
PA1	alternanza di calcareniti pseudonodulari e sabbie fini	23.00	0.90	2.30	1.60	2.80	16.80	3.70

TABELLA 5 RISULTATI SONDAGGI GEOLOGICI PALERMO

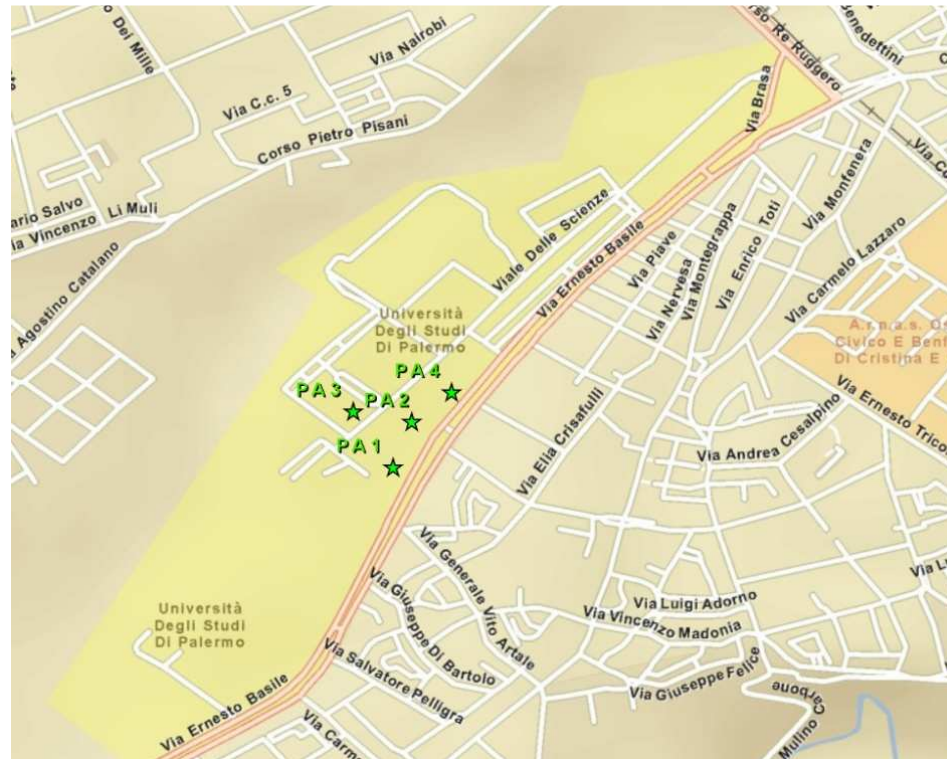


FIGURA 31 UBICAZIONE SONDAGGI PALERMO

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Codice sonda	descrizione terreno	PESO di VOLUME (densità media) KN/m <sup>3</sup>	Calore Specifico kJ/kg°C	CONDUCIBILITA' TERMICA med (W/mK)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA min (MJ/m <sup>3</sup> K)	CAPACITA' TERMICA VOLUMETRICA max (MJ/m <sup>3</sup> K)	PROFONDITA'	SPESSORE
gp9	riporto piroclastico	19.1	0.92	2.4	2.2	2.9	0.0	7.2
gp9	argilla limosa moderatamente consistente, marrone	16.6	0.92	0.5	1.5	1.6	7.2	7.8
gp9	argilla limosa organica non consistente	13.0	0.92	1.7	1.6	3.4	15.0	4.5
gp9	argilla limosa verdastra priva di consistenza	15.0	0.92	1.7	1.6	3.4	19.5	7.6
gp9	argilla limosa organica non consistente	13.0	0.92	1.7	1.6	3.4	27.1	2.9
gp12	riporto piroclastico	0.0	0.92	2.4	2.2	2.9	0.0	8.5
gp12	argilla limosa moderatamente consistente, marrone	18.1	0.92	0.5	1.5	1.6	8.5	8.0
gp12	argilla limosa organica non consistente	13.0	0.92	1.7	1.6	3.4	16.5	3.5
gp12	argilla limosa verdastra priva di consistenza	12.3	0.92	1.7	1.6	3.4	20.0	7.0
gp12	argilla limosa organica non consistente	15.3	0.92	1.7	1.6	3.4	27.0	18.0
gp12	ghiaie di base	19.0	0.92	1.8	2.4	2.4	45.0	2.2
gp12	agilla grigia molto consistente	20.0	0.92	2.2	2.1	2.4	47.2	3.3
gpN2	riporto piroclastico	16.7	0.92	2.4	2.2	2.9	0.0	8.2
gpN2	limo argilloso	14.8	1.30	1.7	1.6	3.4	8.2	9.8
gpN2	limo con argilla debolmente sabbioso, inconsistente.	13.0	1.30	1.7	1.6	3.4	18.0	6.5
gpN2	limo con argilla. Presenza di sostanza organica e inclusi vulcanici	13.0	1.30	1.7	1.6	3.4	24.5	8.2
gpN2	ghiaie e sabbie a luoghi limose	19.0	0.92	1.8	2.4	2.4	32.7	12.9
gpN2	argilla limosa grigia, molto consistente	20.0	0.92	2.2	2.1	2.4	45.6	3.9

TABELLA 6 RISULTATI SONDAGGI GEOLOGICI ROMA





FIGURA 32 UBICAZIONE SONDAGGI ROMA

## 5. MODELLAZIONE DEI SISTEMI

La parte principale di questa ricerca consiste in simulazioni dinamiche dei sistemi di climatizzazione descritti nel capitolo 3. In particolare per ogni tecnologia sono state considerate diverse configurazioni con l'obiettivo di trovare la configurazione e la tecnologia migliore per ogni edificio e località considerate.

Tutte le simulazioni sono state effettuate con il software TRNsys versione 16.00.0037, utilizzando le librerie TESS.

### 5.1. IPOTESI CONSIDERATE

Nella realizzazione dei modelli da utilizzare in TRNsys, sono state effettuate diverse semplificazioni indispensabili per la realizzazione delle simulazioni. Le semplificazioni sono state comunque utilizzate in tutti i modelli, in modo da garantire uniformità e rendere confrontabili i risultati.

Le simulazioni hanno lo scopo di verificare e valutare le prestazioni degli impianti al fine di poter indicare la tipologia più conveniente, prescindendo dal sistema di distribuzione del calore interno all'edificio. Inoltre, visto il tipo di studio, i modelli sono di carattere generale e, sebbene opportunamente dimensionati, si prescindono dalle problematiche impiantistiche che possono verificarsi nel momento della realizzazione di un impianto reale. Allo stesso modo, per confrontare i costi dei vari impianti, sono stati considerati unicamente i costi dei componenti principali dell'impianto: sono stati quindi trascurati tutti i costi relativi al sistema di distribuzione del caldo e del freddo interni all'edificio.

Le simulazioni sono costituite principalmente da tre sottosistemi: l'impianto di condizionamento, l'edificio e l'ambiente. L'impianto è costituito da diversi componenti, ognuno rappresentato in TRNsys da blocchi con valori in input e in output e parametri regolabili. L'edificio invece è costituito da un unico blocco più complesso, realizzato tramite l'applicazione TRNbuild che prevede di definire tutte le caratteristiche dell'edificio in un file esterno a quello della simulazione. L'ambiente prende in input i dati meteorologici delle località prese in studio per il lavoro.

L'utilizzo dell'applicazione TRNbuild di TRNsys non permette di simulare componenti per la distribuzione del calore. Uno dei modi per fornire calore all'edificio consiste nel dare valori di potenza in input al blocco "edificio" e lasciare che il modello TRNbuild dell'edificio valuti la distribuzione del calore. Contemporaneamente bisogna considerare la potenza utilizzata dall'edificio come un carico negativo per l'impianto, in modo da collegare i due sistemi.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

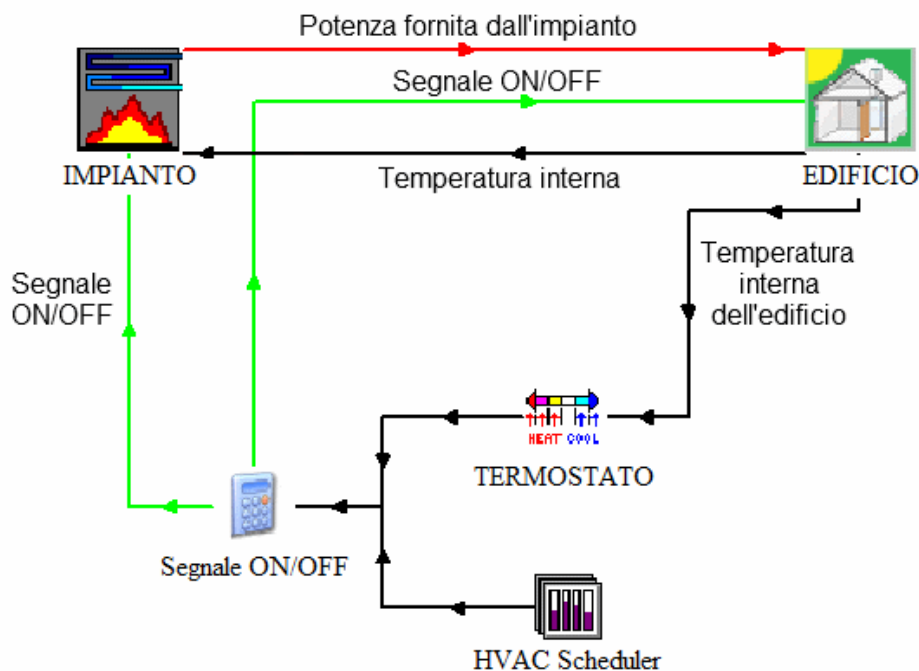


FIGURA 33

Lo schema in Figura 33 rappresenta la logica di funzionamento del modello: l'edificio manda in input al termostato la sua temperatura interna, il termostato, in base ai parametri scelti e alla temperatura letta, manda in uscita un segnale di impianto acceso o spento. Il segnale del termostato viene combinato con il segnale in uscita dallo *Scheduler* che indica se in quel momento l'ufficio è aperto e c'è bisogno di accendere l'impianto. Nel caso i due segnali indichino che l'impianto deve essere acceso, il blocco *Segnale ON/OFF* manda il segnale *ON* sia all'impianto che all'edificio. Letto il segnale *ON*, l'impianto di condizionamento eroga la potenza termica in funzione della temperatura interna dell'edificio, regolando l'impianto a carichi parziali rispetto al potenza nominale. Nel caso di segnale *OFF* l'edificio non riceve potenza e l'impianto non fornisce alcun carico fino al successivo intervallo temporale nel quale si verifichi un *ON*.

Un'altra ipotesi semplificativa utilizzata riguarda i fluidi termovettori. In tutte le simulazioni è stato considerato un fluido termovettore che avesse calore specifico pari a  $4186 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ , tralasciando l'effetto degli additivi antigelo.

A seconda dei vari modelli di impianto, si è reso necessario l'inserimento nello schema di processo di serbatoi di accumulo buffer: i componenti di TRNsys utilizzati per la simulazione di tali serbatoi sono modelli che prevedono il calcolo della stratificazione termica. Non sono stati utilizzati modelli con scambiatori immersi ed il modello dei serbatoi è quindi a miscelazione completa. Tale ipotesi semplificativa è stata effettuata a beneficio di generalità, con lo scopo di non dover inserire nel modello parametri costruttivi, dipendenti dalle molteplici tecnologie disponibili nel mercato.

## 5.2. DIMENSIONAMENTO IMPIANTI

Nel dimensionare tutti gli impianti nelle varie località ed edifici considerati, è stata di principio valutata la potenza massima richiesta per il riscaldamento e per il raffrescamento dell'edificio durante l'anno.

Per questo sono state effettuate delle simulazioni nelle quali l'edificio avesse a disposizione una potenza "infinita"<sup>3</sup> per mantenere le condizioni di confort richieste. I risultati sono riassunti in Tabella 7

	kW	kW	kW
	<i>Riscaldamento Max</i>	<i>Raffrescamento Max</i>	<i>Latente Max</i>
<i>MI1</i>	28	20	8
<i>MI2</i>	120	97	44
<i>MI3</i>	27	19	8
<i>NA1</i>	19	25	8
<i>NA2</i>	79	93	48
<i>NA3</i>	18	21	9
<i>PA1</i>	8	25	7
<i>PA2</i>	0	105	41
<i>PA3</i>	9	23	7
<i>RM1</i>	20	23	9
<i>RM2</i>	88	93	50
<i>RM3</i>	20	20	9

TABELLA 7

3

I modelli degli edifici forniti da ENEA prevedevano un limite di potenza, ma non sufficiente a evitare il fenomeno di cui di seguito si da spiegazione

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

A partire da questa tabella sono state valutate le potenze richieste per gli impianti, in modo tale da permettere all'impianto di soddisfare le richieste di confort anche per condizioni più critiche rispetto a quelle considerate. Da notare come la potenza di raffreddamento, nella seconda colonna in Tabella 7

, non vada sommata direttamente alla potenza dovuta al calore latente, poiché non c'è contemporaneità fra i due massimi.

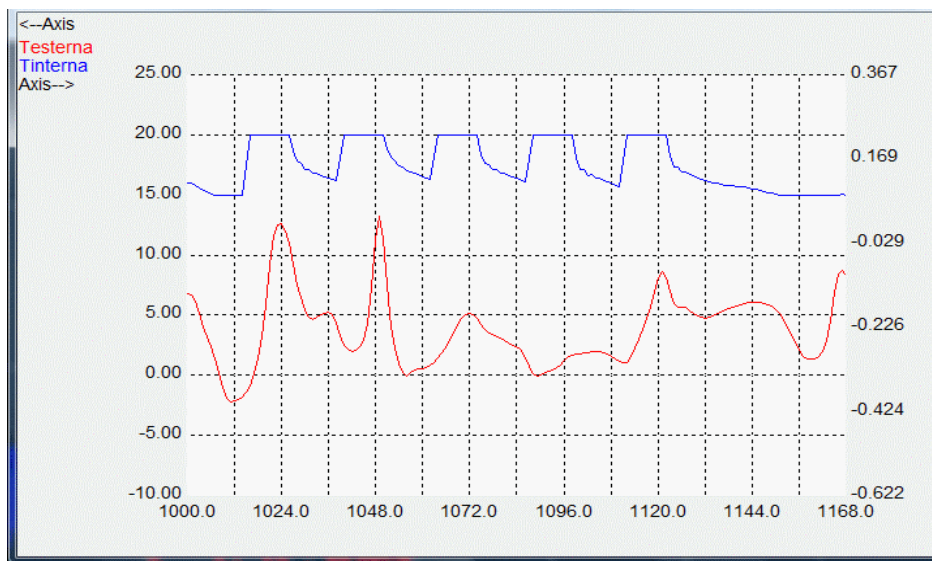


FIGURA 34

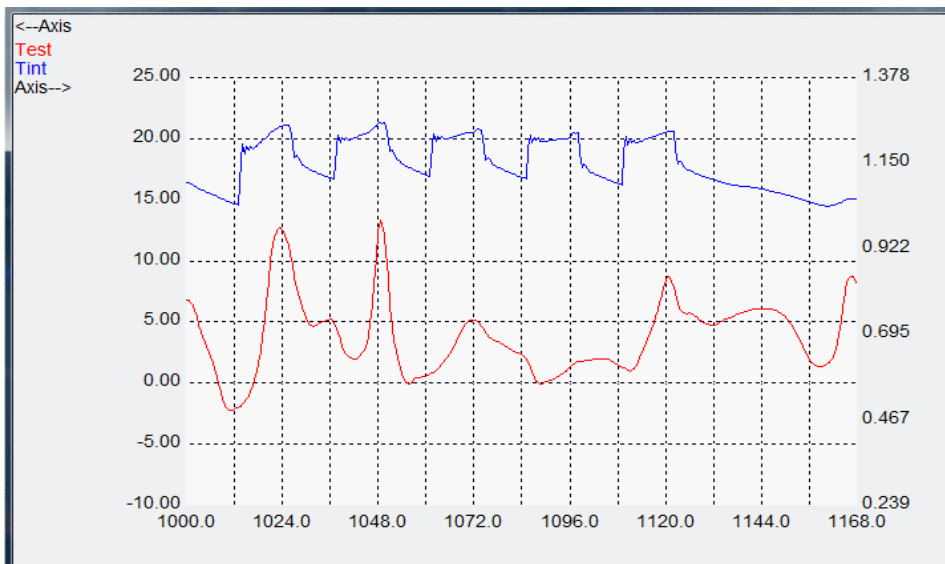


FIGURA 35

Dal grafico in Figura 35 si vede come la potenza impostata nel modello dell'edificio sia tale da far sì che la temperatura si porti istantaneamente (nell'intervallo di tempo utilizzato nella simulazione) a 20°C non appena viene attivato l'impianto - nelle prime ore della mattina - condizione particolarmente gravosa il lunedì dopo due giorni in cui l'impianto è stato spento. Considerato un

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

caso reale, in cui l'impianto di condizionamento venga acceso dalle 6 di mattina, mentre i dipendenti occuperanno l'ufficio solamente dalle 8, l'impianto ha due ore per portare in temperatura gli ambienti e quindi può avere una potenza minore. Inoltre, sebbene sia stata considerata una temperatura di confort compresa fra i 20 e i 26 °C, è stata impostato un differenziale termico di intervento del termostato ambiente per il riscaldamento e per il raffrescamento di  $\pm 2^\circ\text{C}$  per evitare continue accensioni e spegnimenti dell'impianto: in tal modo viene implicitamente considerato accettabile una temperatura compresa in inverno fra i 18 e i 22 °C e in estate fra i 24 e 28 °C. Questa assunzione permette di abbassare ulteriormente la potenza massima dell'impianto. Si sottolinea come nel sistema sia comunque stata considerata l'efficienza del sistema di distribuzione del calore. Avendo considerato sistemi a bassa temperatura in inverno (max 50°C) e sistemi estivi fino a 14°C, il valore di efficienza è stato posto pari a 0.95.

I sistemi di condizionamento considerati dispongono di serbatoi buffer che consentono un ulteriore taglio delle potenze nominali, permettendo di soddisfare i picchi di richiesta energetica dell'edificio anche con macchine più piccole.

Sono stati scelti i valori ottimali di potenza necessaria per il riscaldamento e per il raffrescamento mediante successive simulazioni, fino ad ottenere i risultati indicati in Tabella 8. Una curva tipica dell'andamento della temperatura interna nell'edificio è rappresentata in Figura 35.

	kW	kW
	Riscaldamento	Raffrescamento
MI1	20.6	14.4
MI2	82.2	63.9
MI3	20.6	14.4
NA1	11.1	15.8
NA2	37.5	63.9
NA3	11.1	15.8
PA1	5.6	17.2
PA2	13.9	69.4
PA3	5.6	17.2
RM1	11.1	15.8
RM2	37.5	63.9
RM3	11.1	15.8

TABELLA 8

I valori indicati in Tabella 8 rappresentano i valori massimi di potenza del sistema di distribuzione del calore interno all'edificio, non la potenza massima della pompa di calore dell'impianto.

Poiché le simulazioni prevedono un intervallo di calcolo discreto, scelto di 30 minuti, è stato deciso di non utilizzare un semplice sistema di regolazione on/off controllato dal termostato che funzionasse sempre a potenza nominale. Questo allo scopo principale di evitare che nei periodi più miti, l'impianto all'interno dell'orario di funzionamento, operando a potenza nominale, porti "istantaneamente" l'edificio alle temperature di set point nel tempo T, si spenga al tempo T+1 e si

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

riaccenda nuovamente al tempo  $T+2$  (funzionamento intermittente a scarsissima efficienza). È stato quindi deciso di utilizzare una rampa di potenza lineare tale da far funzionare l'impianto a potenza massima per una temperatura interna inferiore ai  $18\text{ °C}$  in inverno o superiore ai  $28\text{ °C}$  in estate; la potenza viene quindi fatta diminuire linearmente rispetto al valore nominale, raggiungendo un'opportuna percentuale della potenza nominale impostata a  $22\text{ °C}$  d'inverno e  $26\text{ °C}$  d'estate. Come già detto non è necessario che la pompa di calore abbia una potenza superiore a quella dell'impianto di distribuzione del calore, poiché i serbatoi buffer consentono di attenuare i picchi di potenza.

Per quanto riguarda i sistemi elio assistiti e geotermici, la produzione del caldo e del freddo è affidata ad una pompa di calore acqua-acqua. L'unica differenza fra i due impianti è la sorgente utilizzata dalla pompa, quindi, per quanto riguarda il dimensionamento dell'impianto a valle della pompa di calore, sono stati utilizzati gli stessi parametri.

Nonostante le differenze climatiche delle varie località, si può notare in Tabella 8 come le differenze di potenza massima totale fra raffrescamento e riscaldamento, per quanto riguarda gli edifici numero 1 e 3, non siano particolarmente significative. Dovendo scegliere macchine di potenza variabile in modo discreto con grandi intervalli, quasi per ogni località sono state utilizzate le stesse macchine.

Per quanto riguarda gli impianti di solar cooling, invece, la produzione del freddo è affidata ad una macchina ad assorbimento, mentre l'acqua calda è ottenuta direttamente dai collettori solari e da una caldaia ausiliaria.

## 5.3. IMPIANTO GEOTERMICO A SONDE VERTICALI

I modelli di impianti geotermici a sonde verticali utilizzati per le simulazioni sono composti sostanzialmente da una pompa di calore acqua-acqua collegata dal lato sorgente al sistema di sonde e dal lato del carico a due serbatoi buffer, uno per il riscaldamento e uno per il raffreddamento. A loro volta i serbatoi sono collegati al sistema di distribuzione del calore nell'edificio. Il sistema è schematizzato in Figura 36.

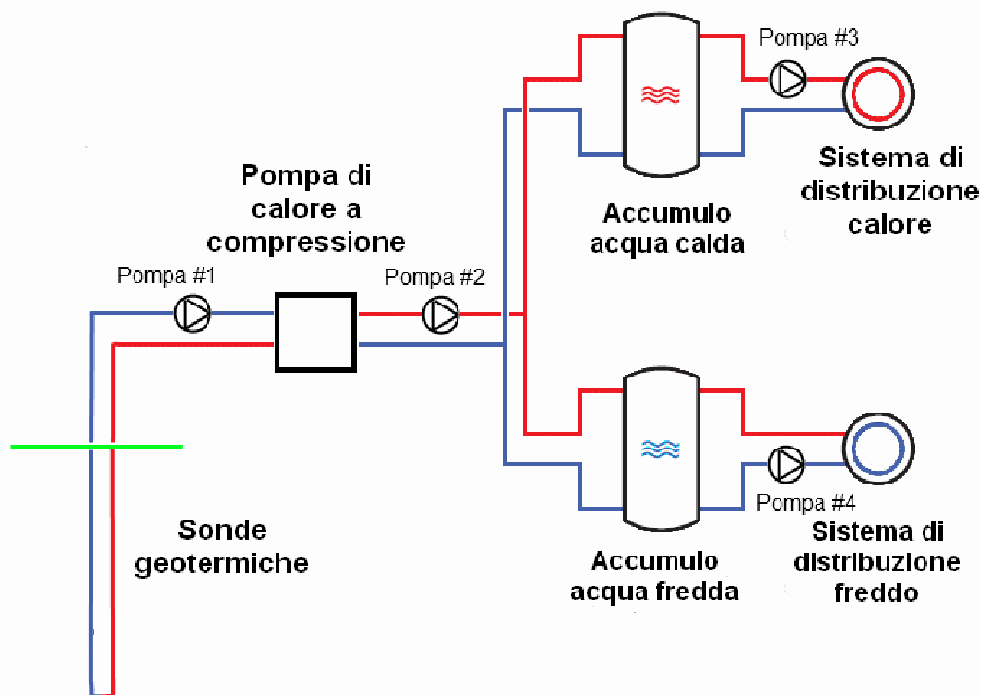


FIGURA 36– SCHEMA DI UN IMPIANTO GEOTERMICO TIPICO

In un impianto reale potrebbe essere utilizzato un unico serbatoio di accumulo sia per l'estate sia per l'inverno, considerato il periodo di intervallo fra la stagione di riscaldamento e di raffreddamento. Nel modello della simulazione un sistema strutturato come in figura è più semplice da gestire per il controllo dei flussi e le differenze fra le due scelte in termini di energia sono comunque trascurabili.

Gli elementi da dimensionare nell'impianto schematizzato sono:

- la pompa di calore
- le sonde geotermiche
- l'accumulo di acqua calda
- l'accumulo di acqua fredda
- i sistemi di distribuzione del calore



# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

- i 4 circolatori

Il dimensionamento è partito dalla pompa di calore, che è il cuore dell'impianto, in base ai valori indicati in Tabella 8.

Le macchine scelte sono indicate in Tabella 9 per ogni località ed edificio.

71

Caso	Macchina	Quantità	Potenza media riscaldamento [kW]	Potenza media raffrescamento [kW]	Costo
MI1	A	1	18	15	€ 3 280
MI2	B	2	36 x 2	30 x 2	€ 4 450 x2
MI3	A	1	18	15	€ 3 280
NA1	A	1	18	15	€ 3 280
NA2	B	2	36 x 2	30 x 2	€ 4 450 x2
NA3	A	1	18	15	€ 3 280
PA1	A	1	18	15	€ 3 280
PA2	B	2	36 x 2	30 x 2	€ 4 450 x2
PA3	A	1	18	15	€ 3 280
RM1	A	1	18	15	€ 3 280
RM2	B	2	36 x 2	30 x 2	€ 4 450 x2
RM3	A	1	18	15	€ 3 280

TABELLA 9

- Macchina A: Sundeze SDWW-160-SWR
- Macchina B: Sundeze SDWW-320-SWR

Le portate delle pompe #1 e #2 sono state scelte in base ai valori consigliati dai fornitori della pompa di calore, cioè per i sistemi con una macchina di tipo A la pompa #1 ha portata 2400 litri/ora e la pompa #2 ha portata 2700 litri/ora, mentre per i sistemi con 2 macchine di tipo B la pompa #1 ha portata 10000 litri/ora e la pompa #2 ha portata 11000 litri/ora.

Il dimensionamento delle portate delle pompe #3 e #4 è stato fatto invece considerando la potenza desiderata per il sistema di distribuzione e la differenza di temperatura richiesta fra mandata e ritorno. È stata quindi seguita la seguente formula

$$P = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Dove  $P$  è la potenza,  $m$  è la portata in massa,  $C_p$  è il calore specifico del fluido termovettore e  $\Delta T$  è la differenza di temperatura richiesta.

In base alla formula precedente, considerando un  $\Delta T$  massimo di 6 °C, sono state utilizzate le seguenti portate:

	<b>Portata pompa #3 [l/h]</b>	<b>Portata pompa #4 [l/h]</b>
MI1	2947	2071
MI2	11788	9160
MI3	2947	2071
NA1	1563	2270
NA2	5376	9160
NA3	1563	2270
PA1	796	2469
PA2	1991	9956
PA3	796	2469
RM1	1563	2270
RM2	5376	9160
RM3	1563	2270

TABELLA 10

Gli accumuli di acqua calda e di acqua fredda con la funzione di buffer di energia, sono stati dimensionati facendo ripetute simulazioni con volumi diversi, fino ad ottenere volumi che permettessero alla pompa di calore di soddisfare la potenza richiesta dall'edificio, evitando sbalzi di temperatura troppo elevati nelle successive fasi di accensione e spegnimento della pompa di calore e delle pompe del sistema di distribuzione del calore nell'edificio. Contenendo comunque il volume – per evitare eccessivi costi e ingombro – sono stati utilizzati i seguenti valori.

	<b>Volume serbatoio caldo [l]</b>	<b>Volume serbatoio freddo [l]</b>
MI1	1000	1000
MI2	3000	3000
MI3	1000	1000
NA1	1000	1000
NA2	3000	3000

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

	<b>Volume serbatoio caldo [l]</b>	<b>Volume serbatoio freddo [l]</b>
NA3	1000	1000
PA1	1000	1000
PA2	2000	3000
PA3	1000	1000
RM1	1000	1000
RM2	3000	3000
RM3	1000	1000

TABELLA 11

Il dimensionamento delle sonde geotermiche è stato effettuato rifacendosi alle comuni pratiche di dimensionamento che prevedono di considerare circa 50 W/m di sonda. Poiché la profondità delle sonde dipende molto da problemi tipici del terreno che devono essere valutati puntualmente per le singole installazioni, è stato deciso di utilizzare sonde da 100 metri, che sono la lunghezza più utilizzata e rappresentano un compromesso fra prestazioni e costo di investimento. Pertanto ad ogni sonda verticale è stato imputato un'energia trasferibile di 5 kW. Considerate le potenze richieste dai vari edifici nelle varie località, risulta che per tutti gli edifici #1 e #3 vanno utilizzate 3 o 4 sonde, mentre per gli edifici #2 vanno utilizzate 15 o 16 sonde. Dopo aver effettuato varie simulazioni è stata trovata la soluzione ottimale nell'utilizzo di 3 sonde per tutti gli edifici #1 e #3 e di 15 sonde per gli altri edifici, indipendentemente dalla località. I costi sono riassunti in Tabella 12.

	<b>Numero sonde</b>	<b>Profondità [m]</b>	<b>Costo totale</b>
MI1	3	100	€ 15 000
MI2	15	100	€ 75 000
MI3	3	100	€ 15 000
NA1	3	100	€ 15 000
NA2	15	100	€ 75 000
NA3	3	100	€ 15 000
PA1	3	100	€ 15 000
PA2	15	100	€ 75 000
PA3	3	100	€ 15 000
RM1	3	100	€ 15 000
RM2	15	100	€ 75 000
RM3	3	100	€ 15 000

TABELLA 12

## 5.4. IMPIANTO GEOTERMICO A SONDE ORIZZONTALI

Gli impianti geotermici a sonde orizzontali sono dal punto di vista schematico uguali agli impianti geotermici a sonde verticali: l'unica differenza risiede nel modello delle sonde. Quindi, per quanto riguarda il dimensionamento dei vari elementi dell'impianto, eccetto le sonde, rimandiamo alla sezione precedente.

Uno schema di impianto è rappresentato in Figura 37.

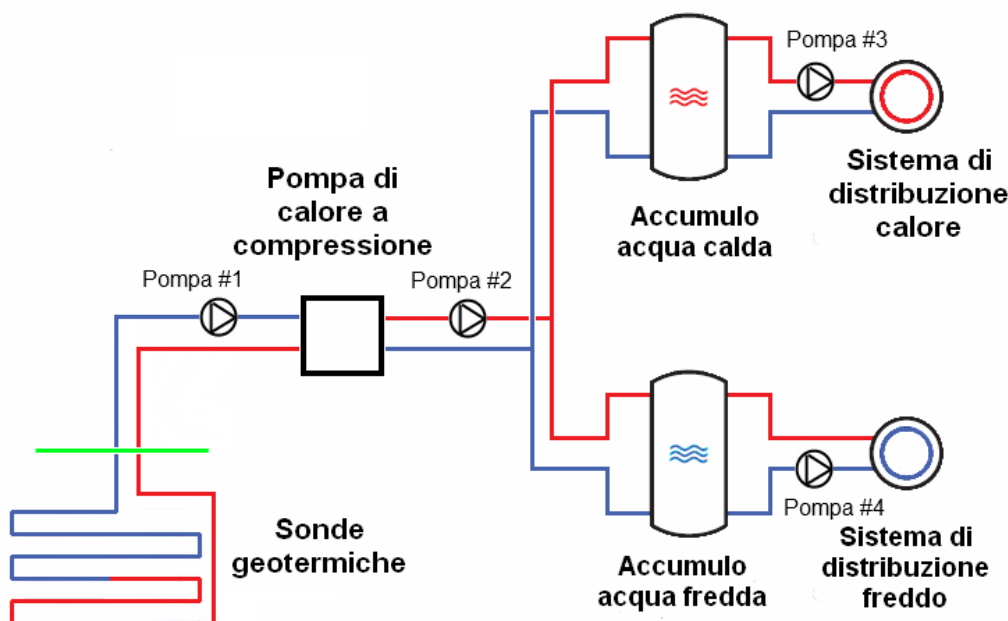


Figura 37

Per quanto riguarda il dimensionamento delle sonde geotermiche, anche in questo caso state utilizzate le comuni pratiche di dimensionamento che prevedono di considerare una potenza specifica pari a 25 W/m<sup>2</sup> di terreno. Considerando un passo fra i tubi di 0.33 m, si hanno 3 metri di tubo per ogni watt di potenza richiesta. Dopo aver effettuato diverse simulazioni sono state identificate le condizioni di ottimo come 1800 metri di tubi a 2 metri di profondità per tutti gli edifici #1 e #3 in tutte le località, cioè 600 m<sup>2</sup> di superficie occupata. Per gli edifici #2 sono stati usati invece 9000 metri di tubi a 2 metri di profondità, occupando una superficie di 3000 m<sup>2</sup>. I risultati sono riassunti in Tabella 13.

	Superficie [m <sup>2</sup> ]	Lunghezza totale [m]	Costo sonde	Costo scavo
MI1	600	1800	€ 1 620	€ 4 800
MI2	3000	9000	€ 8 100	€ 24 000
MI3	600	1800	€ 1 620	€ 4 800

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

	Superficie [m <sup>2</sup> ]	Lunghezza totale [m]	Costo sonde	Costo scavo
NA1	600	1800	€ 1 620	€ 4 800
NA2	3000	9000	€ 8 100	€ 24 000
NA3	600	1800	€ 1 620	€ 4 800
PA1	600	1800	€ 1 620	€ 4 800
PA2	3000	9000	€ 8 100	€ 24 000
PA3	600	1800	€ 1 620	€ 4 800
RM1	600	1800	€ 1 620	€ 4 800
RM2	3000	9000	€ 8 100	€ 24 000
RM3	600	1800	€ 1 620	€ 4 800

TABELLA 13

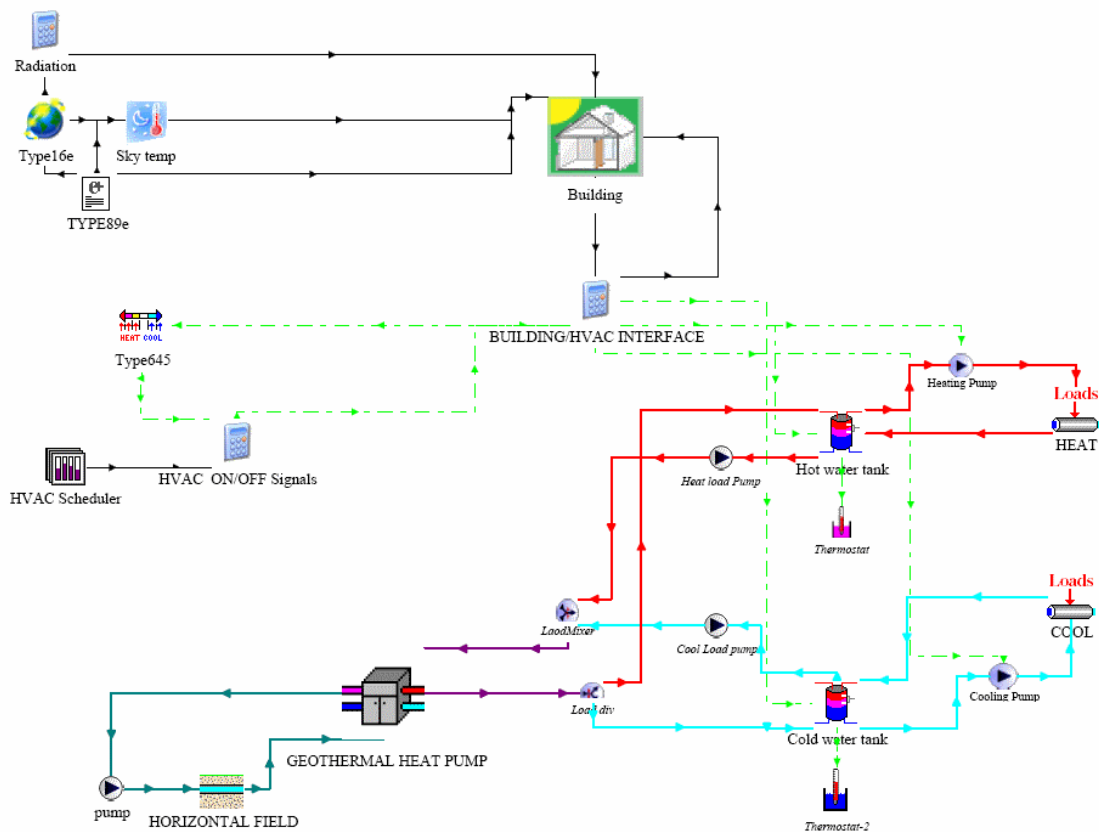


FIGURA 38 MODELLO TRNSYS SEMPLIFICATO DELL'IMPIANTO GEOTERMICO

In Figura 38 è rappresentato il modello utilizzato per la simulazione nella sua interfaccia grafica. Nell'immagine sono omessi alcuni componenti di lettura dati e di controllo, per favorire la leggibilità.

Il sistema è diviso in due parti: una, in alto a sinistra, relativa all'edificio e alla sua interazione con l'ambiente esterno (componenti denominati: Building, radiation, Sky temp, Type 16e e Type 89e).

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

L'altra relativa all'impianto, formata da: sistema di sonde (Horizontal field), pompa di calore, serbatoi di accumulo e pompe di circolazione. Le due parti sono collegate dal componente building/HVAC interface che gestisce il flusso energetico e la temperatura interna all'edificio e allo scheduler. I componenti HEAT e COOL servono per caricare l'impianto dell'energia fornita all'edificio.

76

I due termostati dei serbatoi (Thermostat e Thermostat-2) regolano l'attivazione della pompa di calore in base alla temperatura dei serbatoi. Sia per i sistemi a sonde verticali che per quelli a sonde orizzontali sono state utilizzate due diverse temperature di set point dei serbatoi: a 40 °C il serbatoio caldo e a 14 °C il serbatoio freddo nel primo caso, e a 50 °C il serbatoio caldo e a 7 °C il serbatoio freddo. Nel capitolo dedicato ai risultati sono spiegate le differenze delle due possibilità.

## 5.5. IMPIANTO A POMPA DI CALORE ELIOASSISTITA

Un sistema di condizionamento a pompa di calore elioassistita consiste in un normale impianto a pompa di calore ad acqua, nel quale l'acqua a monte della pompa di calore è preriscaldata tramite dei collettori solari. Per una descrizione più dettagliata rimandiamo al capitolo 2.

Nel sistema deve essere comunque presente una batteria di riscaldamento dell'acqua per recuperare il calore preso dalla pompa in assenza di irraggiamento solare. La stessa batteria ha la funzione di raffreddamento durante l'estate.

Per la modellazione dei sistemi di condizionamento a pompa di calore elioassistita sono state utilizzate due configurazioni diverse.

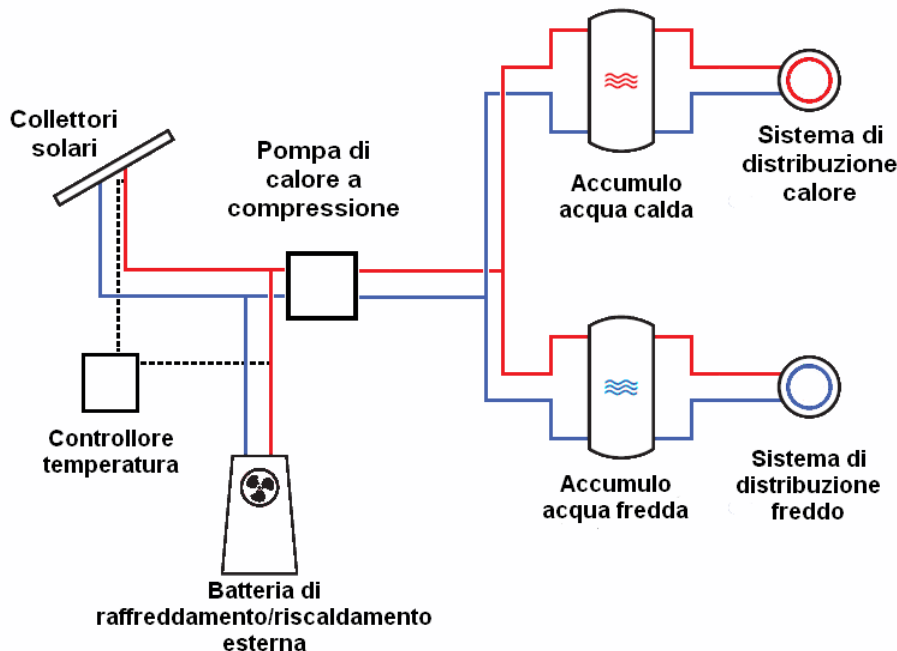


FIGURA 39 SCHEMA DELL'IMPIANTO ELIOASSISTITO UTILIZZATO PER LA SIMULAZIONE (IN PARALLELO)

La prima configurazione, illustrata in Figura 39, prevede l'utilizzo della batteria o dei collettori solari a seconda della temperatura in uscita dai due elementi, in modo tale da usare la batteria aletta non appena il contributo dei collettori solari non sia migliore della temperatura ambiente. In presenza di irraggiamento il fluido viene bypassato dalla batteria.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

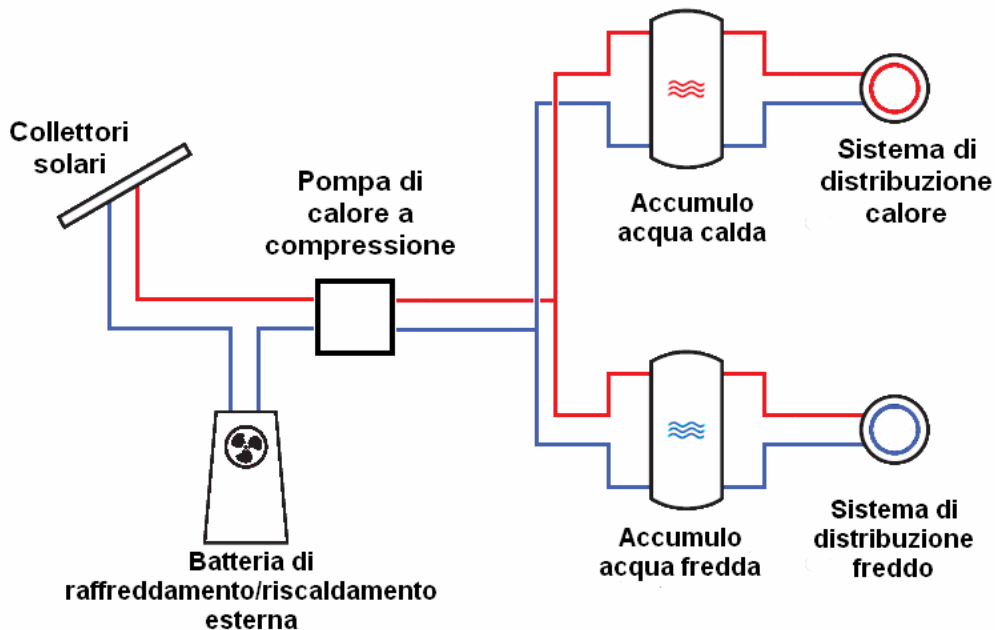


FIGURA 40 SCHEMA DELL'IMPIANTO ELIOASSISTITO UTILIZZATO PER LA SIMULAZIONE (IN SERIE)

Nell'altra configurazione di Figura 40 vengono sempre usati sia la batteria che i collettori, che sono idraulicamente disposti in serie. In questo modo si ottiene un primo riscaldamento del fluido termovettore per convezione e un successivo ulteriore riscaldamento grazie all'irraggiamento solare. In caso di assenza di irraggiamento solare i collettori forniscono comunque un minimo apporto energetico per convezione, poiché il fluido in uscita dalla batteria avrà una temperatura comunque minore di quella ambiente.

In ogni caso nel periodo estivo i collettori sono bypassati.

Tutta la parte dell'impianto a valle della pompa di calore è uguale a quella utilizzata per l'impianto geotermico. Quindi per i dettagli rimandiamo al paragrafo dedicato ai sistemi geotermici a sonde verticali.

Per quanto riguarda il campo solare invece, non esistono standard di dimensionamento poiché si tratta di una tecnologia che non ha ancora nessun tipo di applicazione commerciale. La maggior parte dei ricercatori concordano sulla necessità di utilizzare collettori scoperti a basso rendimento, per sfruttare il riscaldamento per convezione quando la temperatura del fluido nei collettori è minore di quella ambiente. Questo fatto è stato confermato dalle nostre simulazioni. Inoltre i collettori scoperti hanno un costo nettamente inferiore a qualunque tipo di collettore vetrato.

In tutte le simulazioni abbiamo utilizzato 50 m<sup>2</sup> di superficie captante. È stato utilizzato questo valore in base alla superficie disponibile ed in modo da ridurre l'incidenza percentuale del costo del campo solare sull'investimento totale dell'impianto. Inoltre è stato osservato come un



# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

ulteriore aumento della superficie captante non fornisca sensibili miglioramenti e risparmi energetici. Nella simulazione sono stati utilizzati collettori della cullwater al costo di 150 €/m<sup>2</sup> (costo totale: € 7 500).

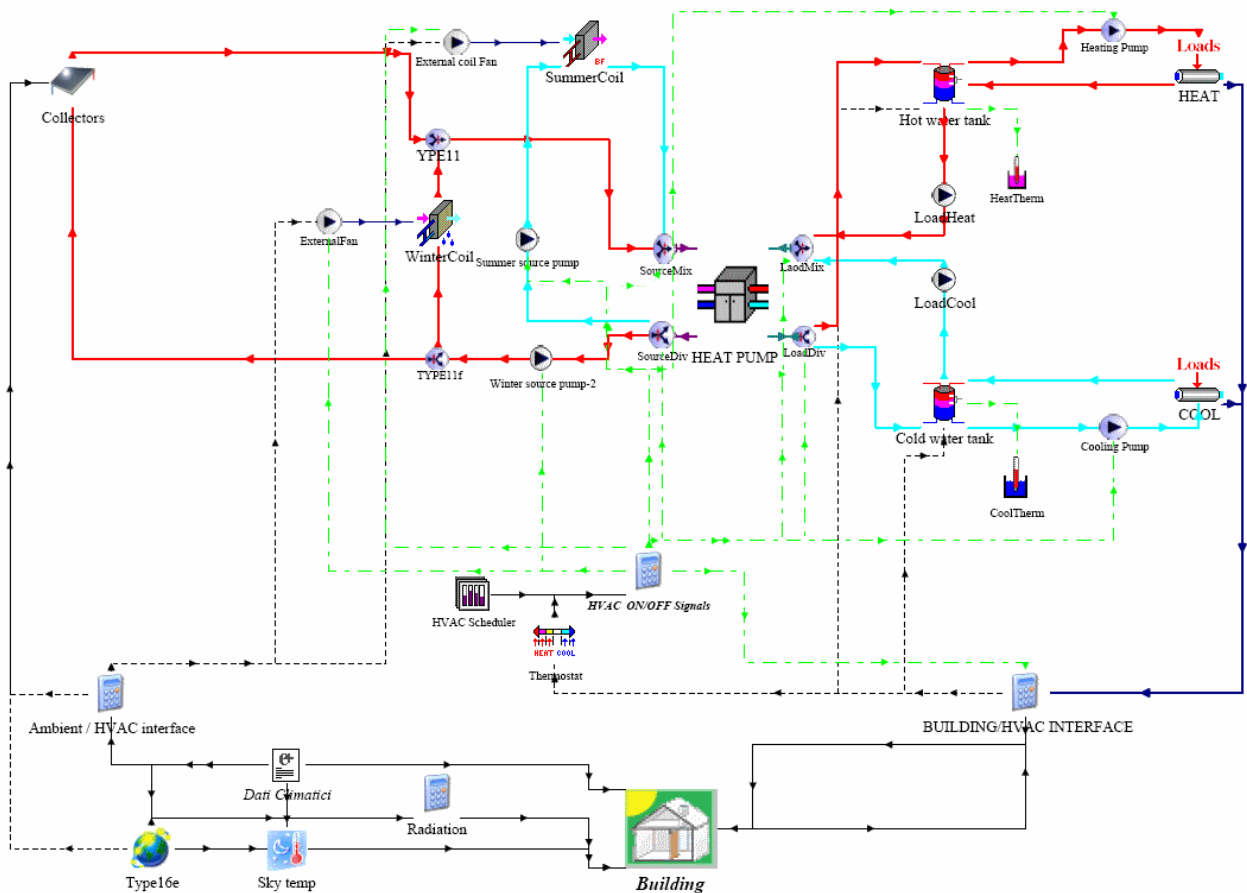


FIGURA 41 MODELLO TRNSYS SEMPLIFICATO DELL'IMPIANTO ELIOASSISTITO - CONFIGURAZIONE IN PARALLELO

In Figura 41 è raffigurato il modello utilizzato nella simulazione nella veste grafica di TRNSys. La parte relativa all'edificio è identica a quella utilizzata per i sistemi geotermici, così come la parte di impianto a valle della pompa di calore, nonché la pompa di calore stessa. Alla sinistra della *Heat pump* ci sono i componenti relativi al sistema solare e alle batterie alettate. Nella figura non è invece rappresentato il sistema di controllo della valvola a tre vie per regolare il flusso del fluido termovettore.

Il Figura 42 è invece rappresentato il modello relativo alla configurazione in serie.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

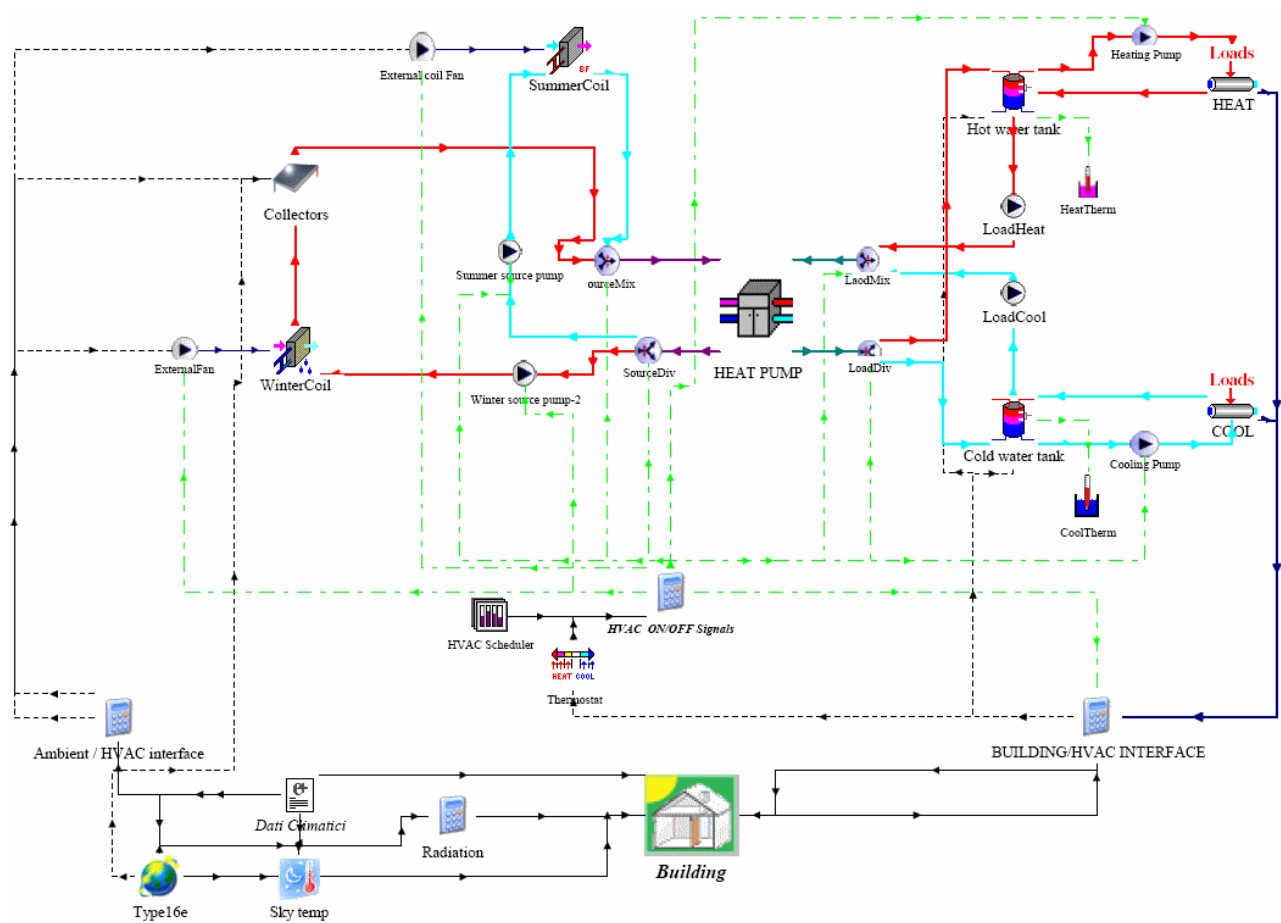


FIGURA 42 MODELLO TRNSYS SEMPLIFICATO DELL'IMPIANTO ELIOASSISTITO - CONFIGURAZIONE IN SERIE

## 5.6. SOLAR COOLING

Gli impianti di condizionamento di tipo “*solar cooling*” considerati nelle simulazioni sono tutti a ciclo chiuso con macchina ad assorbimento.

Uno schema d'impianto è mostrato in Figura 43.

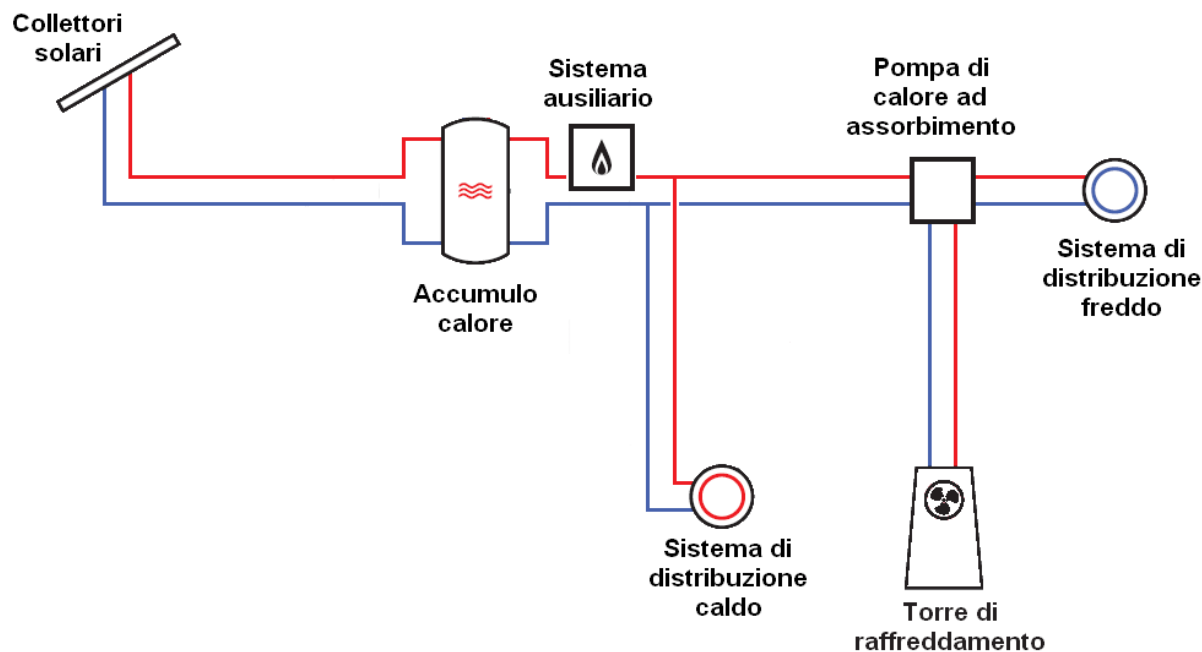


FIGURA 43 SCHEMA DI UN SISTEMA SOLAR COOLING A CICLO CHIUSO

Il sistema, come mostrato in Figura 43, è composto da:

- Un sistema di captazione di energia solare, solitamente collettori piani ad efficienza medio-alta, con annesso un serbatoio di accumulo dell'acqua riscaldata dai collettori solari.
- Un sistema di riscaldamento ausiliario a gas, per assicurare il funzionamento anche in giornate con scarso irraggiamento, nonché fornire energia per il riscaldamento durante l'inverno.
- Un sistema di distribuzione del calore: radiatori, pannelli radianti o ventil.convettori.
- Il chiller ad assorbimento, cuore del sistema, per la produzione di acqua fredda.
- La torre di raffreddamento, necessaria per riportare in temperatura l'acqua di raffreddamento della macchina ad assorbimento.
- Un sistema di distribuzione del freddo: ventil-convettori o pannelli radianti integrati da un deumidificatore.

È stato scelto di utilizzare macchine ad assorbimento della Yazaki. In tabella 6 è illustrato quale macchina è stata utilizzata per ogni applicazione.

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

	<b>Macchina</b>	<b>Potenza nominale</b>	<b>Costo</b>
MI1	Yazaki - WFC-SC5	17.5 kW	€ 20 000
MI2	Yazaki - WFC-SC20	70.0 kW	€ 33 000
MI3	Yazaki - WFC-SC5	17.5 kW	€ 20 000
NA1	Yazaki - WFC-SC5	17.5 kW	€ 20 000
NA2	Yazaki - WFC-SC20	70.0 kW	€ 33 000
NA3	Yazaki - WFC-SC5	17.5 kW	€ 20 000
PA1	Yazaki - WFC-SC5	17.5 kW	€ 20 000
PA2	Yazaki - WFC-SC20	70.0 kW	€ 33 000
PA3	Yazaki - WFC-SC5	17.5 kW	€ 20 000
RM1	Yazaki - WFC-SC5	17.5 kW	€ 20 000
RM2	Yazaki - WFC-SC20	70.0 kW	€ 33 000
RM3	Yazaki - WFC-SC5	17.5 kW	€ 20 000

TABELLA 14

Poiché i modelli commerciali sono relativamente pochi e hanno intervalli di potenza molto ampi, la scelta della macchina da utilizzare è stata pressoché obbligata. Da notare la differenza di prezzo fra le diverse macchine: ad un aumento di potenza del 300 % corrisponde un aumento di prezzo del 65 %.

Per quanto riguarda le temperature in gioco, l'acqua calda in ingresso alla macchina ad assorbimento deve avere una temperatura di almeno 80 °C (garantita dal sistema ausiliario a gas), l'acqua di raffreddamento una temperatura di circa 30÷35 °C, mentre la temperatura di uscita dell'acqua fredda può essere scelta in base alla tipologia di sistema di distribuzione del calore: nel caso di ventil-convettori intorno ai 7 °C, utilizzando invece pannelli radianti 12-14 °C possono essere sufficienti. La temperatura dell'acqua calda di mandata del sistema di distribuzione del calore è stabilita in funzione del sistema utilizzato, pannelli radianti richiedono temperature più basse rispetto ai radiatori. Nelle simulazioni è stata imposta una temperatura dell'acqua di riscaldamento di 50 °C.

La macchina ad assorbimento può essere sostituita da una macchina ad adsorbimento, per i vantaggi e svantaggi di questo tipo di macchine rimandiamo al capitolo 3. Ad ogni modo nelle simulazioni effettuate non sono state considerate macchine di questo tipo.

Il COP di queste macchine si aggira intorno allo 0.7, che peraltro si mantiene costante nell'intero campo di funzionamento di tale macchina [fonte YAZAKI], ma poiché la fonte primaria di energia è principalmente di origine solare (a costo operativo nullo), il paragone di questo valore con quello ottenibile con pompe di calore a compressione, dove viene utilizzata energia elettrica, perde valore.

Il dimensionamento della torre di raffreddamento è stato effettuato in base ai dati di targa e alle condizioni operative della macchina ad assorbimento. Secondo i valori forniti dalla Yazaki per

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

macchine di tipo WFC-SC5, l'acqua di raffreddamento entra a 31 °C ed esce a 35 °C con una portata di 9.2 m<sup>3</sup>/h. La potenza da dissipare è quindi di circa 42 kW.

Nelle macchine di tipo WFC-SC20, invece, le temperature in gioco sono le stesse, cambiando soltanto la portata del fluido, pari a 36.7 m<sup>3</sup>/h. La potenza da dissipare è di circa 170.8 kW.

Il dimensionamento del campo solare, invece, è stato effettuato eseguendo numerose combinazioni di tipologia di collettore, numero di collettori e inclinazione. I collettori sono stati scelti fra due diversi tipi: collettori vetrati a piastra captante selettiva e collettori vetrati sottovuoto a specchio concentratore CPC. I dati sono riassunti in Tabella 15.

	Vetrato selettivo (A)	Sottovuoto CPC (B)
Rendimento a temperatura ambiente	0.783	0.642
Coefficiente di dispersione termica $k_1$	5.0 W/(K m <sup>2</sup> )	0.89 W/(K m <sup>2</sup> )
Coefficiente di dispersione termica $k_2$	0.007 W/(K <sup>2</sup> m <sup>2</sup> )	0.001 W/(K <sup>2</sup> m <sup>2</sup> )
Costo	360 €/m <sup>2</sup>	735 €/m <sup>2</sup>

TABELLA 15

Per quanto riguarda la superficie captante, sono state effettuate simulazioni utilizzando superfici pari a: 40, 60, 80, 100 e 120 m<sup>2</sup>. Le inclinazioni utilizzate sono invece: 20°, 30°, 40°, 50° e 60°.

Nel capitolo dedicato ai risultati sono indicate le soluzioni ottimizzate per ogni edificio e località.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

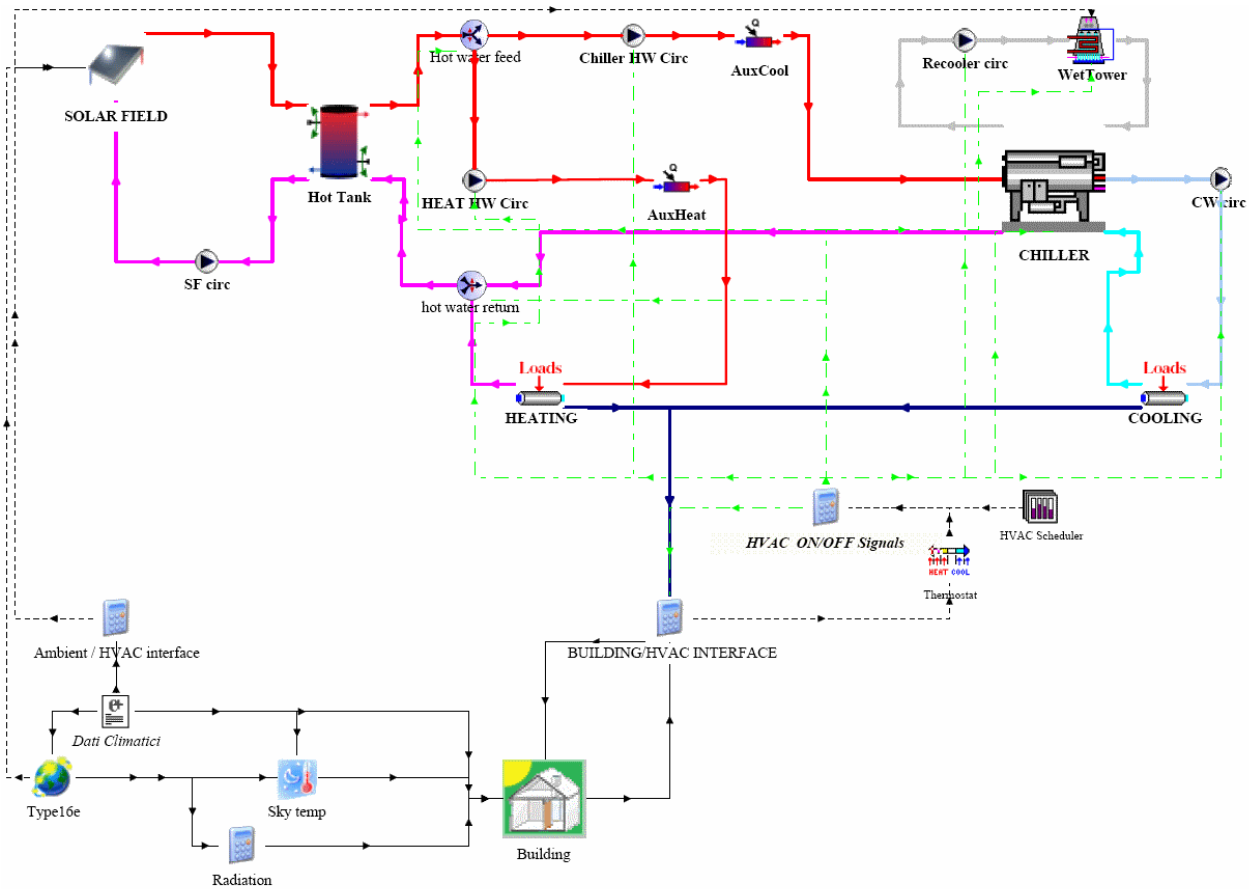


Figura 44 modello TRNsys semplificato dell'impianto di condizionamento solar cooling

In Figura 44 è rappresentato il modello utilizzato per la simulazione nella veste grafica di TRNsys in TRNSYS studio. Nello schema in basso è presente l'edificio collegato alla sua sinistra con i componenti modellanti l'ambiente esterno. Nella parte superiore dello schema, invece, ci sono i componenti dell'impianto: a sinistra i collettori solari, il sistema di accumulo e la caldaia ausiliaria (divisa in due elementi nella simulazione), a destra invece c'è la macchina ad assorbimento e la torre di evaporazione (*Wet tower*). Il componente *Building/HCAV interface* serve a garantire il collegamento fra l'edificio e l'impianto.

Nel sistema non è presente un accumulo di acqua fredda poiché la macchina ad assorbimento permette di ottenere acqua fredda alla temperatura desiderata, a meno che non sia richiesta più potenza di quella fornibile dalla macchina. Poiché nelle simulazioni la potenza richiesta per il raffrescamento è sempre inferiore alla potenza della macchina il sistema funziona perfettamente senza necessità di un serbatoio.

Sono state fatte simulazioni utilizzando come temperatura di set point della macchina ad assorbimento sia 7 °C che 14 °C. Fra le diverse simulazioni non sono però state riscontrate differenze sostanziali riguardo l'energia consumata, poiché la temperatura di set point influenza la

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

potenza massima della macchina e non il rendimento, che dipende invece dalla temperatura dell'acqua calda e dell'acqua di raffreddamento.

## 6. RISULTATI E CONCLUSIONI

Le simulazioni effettuate sono atte a verificare le prestazioni degli impianti e suggerire la tipologia più conveniente, indipendentemente dal sistema di distribuzione del calore interno all'edificio. Inoltre, visto il tipo di studio, i modelli sono di carattere generale e, sebbene opportunamente dimensionati, non tengono conto di tutte le problematiche pratiche che possono verificarsi nel momento della realizzazione di un impianto reale. Allo stesso modo, per confrontare i costi dei vari impianti, sono stati considerati unicamente i costi dei componenti principali dell'impianto: sono stati quindi trascurati tutti i costi relativi al sistema di distribuzione del caldo e del freddo interni all'edificio. Si sottolinea quindi come i costi indicati possono essere utilizzati per confrontare le diverse scelte impiantistiche.

Per la valutazione economica si è deciso di utilizzare il Costo Totale Attualizzato, considerando che il costo di installazione dell'impianto sia sostenuto completamente all'anno 0, e che il costo dell'energia utilizzata si rivaluti ogni anno.

Si è scelto di non utilizzare il tempo di recupero in quanto si considera l'intervento di installazione di un impianto di condizionamento ex-novo e le diverse tipologie di impianto vengono così confrontate con un unico parametro economico assolutamente indipendente dalle tecnologie tradizionali che possono essere usate in alternativa.

La formula utilizzata è la seguente:

$$CTA = \text{Costo iniziale} + \sum \text{costo annuo energia aux} \times \frac{1}{(1+r)^n}$$

Con:

$r$  = Tasso di sconto al netto del tasso di crescita dei prezzi dell'energia, posto pari al 2%;

$n$  = numero di anni presi in considerazione per attualizzare i costi, posto pari a 20.

Per quanto riguarda il costo dell'energia sono state utilizzate le seguenti ipotesi:

- Costo gas: 0,60€/Nm<sup>3</sup> (PCI 8570 kcal/Nm<sup>3</sup>);
- Costo energia elettrica: 0.18 €/kWh.

Per quanto riguarda gli impianti solar cooling, questi richiedono una elevata spesa iniziale per il costo delle macchine, soprattutto per piccole installazioni. Questo ne preclude l'utilizzo se non per grossi sistemi. Dalle simulazioni effettuate risulta che per piccole potenze (edifici numero 1 e 3 in tutte le località) il solar cooling è un sistema sconveniente. Sebbene siano ottenibili risparmi energetici rispetto ad una pompa di calore ad aria convenzionale, il costo è comunque eccessivo.



## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Per impianti più grandi (edificio numero 2) con richieste di potenza superiori ai 60 kW il sistema solar cooling può risultare vantaggioso da un punto di vista energetico rispetto ad un impianto geotermico, poiché il costo specifico della macchina ad assorbimento (per potenza frigorifera nominale) si riduce sostanzialmente.

Inoltre occorre sottolineare la necessità di separare l'analisi economica da quella energetica: un indicativo esempio può essere fatto per gli impianti solar cooling. Considerando un orizzonte temporale di 20 anni, si è valutato l'impianto con il minor CTA fra tutte le possibili configurazioni analizzate, al variare della superficie captante, del tipo di collettore e dell'inclinazione, risultata economicamente più conveniente quello avente la superficie captante minima e il tipo di collettori più economici. Ma allo stesso tempo questi impianti possono arrivare a richiedere più energia rispetto ad un impianto tradizionale a pompa di calore.

Si può spiegare questo fatto considerando il lungo tempo di recupero dell'impianto di tipo solar cooling, superiore ai 20 anni. Considerando questo orizzonte temporale risulta economicamente più conveniente mettere un numero minimo di collettori per ridurre la spesa iniziale. La riduzione del numero dei collettori riduce l'apporto solare e aumenta la quantità di energia convenzionale richiesta, ma l'incremento del costo annuo è comunque minore dell'eventuale spesa dei collettori in più. In tabella sono indicati i valori relativi a Palermo con l'edificio 2. Vengono inoltre allegati i grafici che illustrano la variazione del CTA al variare delle differenti tipologie di impianto e la relativa richiesta energetica per gli edifici #2 delle quattro località studiate.

Superficie captante (m <sup>2</sup> )	Energia ausiliaria richiesta [MJ/anno]	Costo annuo	CTA
40	257'504	€ 4 307	€ 117 826
60	238'342	€ 3 986	€ 119 785
80	217'091	€ 3 631	€ 121 173
100	202'087	€ 3 380	€ 124 269
120	185'848	€ 3 108	€ 127 028

TABELLA 16 CONFRONTO DEL CTA E DELL'ENERGIA RICHIESTA AL VARIARE DELLA SUPERFICIE INSTALLATA (PALERMO - EDIFICIO 2)

Riducendo al minimo la superficie captante il sistema risulta sottodimensionato e l'energia che viene fornita dalla fonte tradizionale è elevata, rendendo l'impianto energeticamente sconveniente rispetto ad altri sistemi più costosi. Nell'effettuare un confronto di convenienza economico-energetica degli impianti di solar cooling non si è quindi semplicemente minimizzato il parametro economico scelto, il CTA: infatti, la variazione di tale parametro, che come è stato più volte sottolineato è fortemente influenzata dall'elevato costo della macchina ad assorbimento, è ridotta all'aumentare del costo del campo solare termico. Perciò si è cercato il vero compromesso energetico economico tale da rendere tali impianti economici e meno energivori.

Di seguito si riportano i risultati delle ottimizzazioni *energetiche* dei sistemi solar cooling. Il confronto è stato fatto su due diverse tecnologie di collettori solari termici ed ovviamente, il

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

risultato atteso era trovare maggiore efficienza nei collettori solari CPC (collettori B) rispetto ai collettori piani (collettori A). La variazione di superficie porta a sensibili riduzioni, e quindi, utilizzando superfici di installazione e collettori efficienti si raggiunge facilmente l'obiettivo di ridurre il fabbisogno di energia ausiliaria.

	CTA	Costo annuo	Costo totale	Costo chiller	Costo collettori	Superficie solare termico [m <sup>2</sup> ]	Inclinazione Solare Termico [°]	Tipo collattore [A o B]	Energia Ausiliaria Totale [MJ]
<b>MI1</b>	€ 52'739	€ 1'122	€ 34'400	€ 20'000	€ 14'400	40	40	A	67'000
<b>MI2</b>	€ 169'394	€ 4'745	€ 91'800	€ 33'000	€ 58'800	80	30	B	284'000
<b>MI3</b>	€ 52'148	€ 1'085	€ 34'400	€ 20'000	€ 14'400	40	40	A	65'000
<b>NA1</b>	€ 45'485	€ 678	€ 34'400	€ 20'000	€ 14'400	40	30	A	40'000
<b>NA2</b>	€ 134'466	€ 2'609	€ 91'800	€ 33'000	€ 58'800	80	40	B	156'000
<b>NA3</b>	€ 44'034	€ 589	€ 34'400	€ 20'000	€ 14'400	40	30	A	35'000
<b>PA1</b>	€ 43'508	€ 557	€ 34'400	€ 20'000	€ 14'400	40	20	A	33'000
<b>PA2</b>	€ 138'809	€ 2'875	€ 91'800	€ 33'000	€ 58'800	80	40	B	172'000
<b>PA3</b>	€ 41'856	€ 456	€ 34'400	€ 20'000	€ 14'400	40	20	A	27'000
<b>RM1</b>	€ 45'048	€ 651	€ 34'400	€ 20'000	€ 14'400	40	30	A	39'000
<b>RM2</b>	€ 132'940	€ 2'516	€ 91'800	€ 33'000	€ 58'800	80	50	B	150'500
<b>RM3</b>	€ 42'937	€ 522	€ 34'400	€ 20'000	€ 14'400	40	30	A	31'000

TABELLA 17 SOLAR COOLING - SINTESI DEI RISULTATI

È stata ottimizzata l'inclinazione dei collettori solari termici: ovvio il risultato di maggiore inclinazione per il riscaldamento e minore inclinazione per il raffreddamento. Il giusto bilanciamento delle due utenze porta all'inclinazione ottimale. Nei grafici di cui sotto si mostra come tale ottimizzazione sia funzione anche dell'efficienza del collettore. In particolare per edifici con elevata richiesta in riscaldamento, l'utilizzo di sistemi di captazione solare più efficienti porta alla possibilità di poter ridurre anche l'inclinazione dei collettori stessi e quindi aumentare la resa estiva.

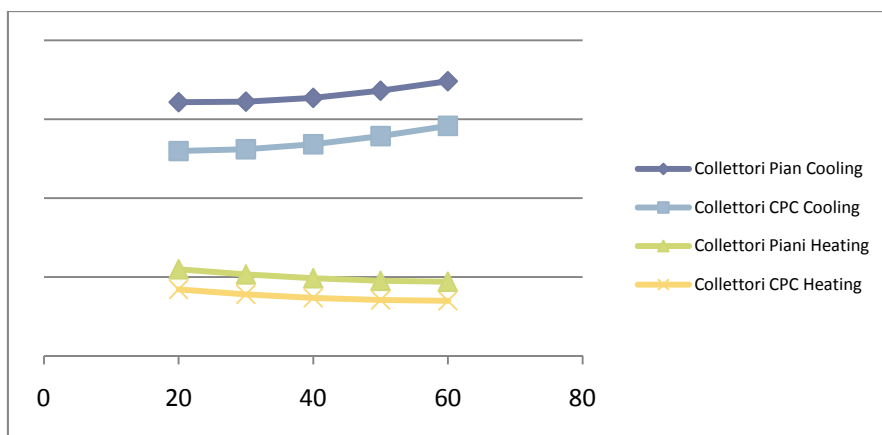


FIGURA 45 VARIAZIONI DELLE PRESTAZIONI AL VARIARE DELL'INCLINAZIONE DEI PANNELLI IN HEATING E COOLING

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

## MILANO

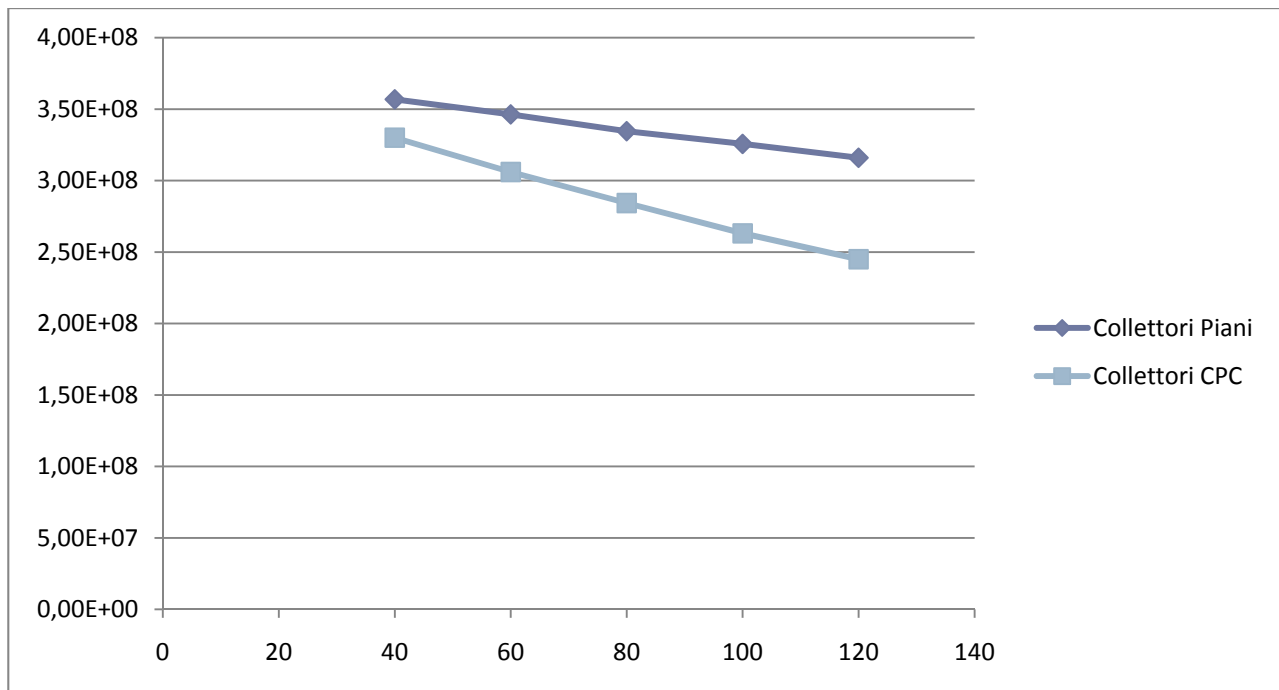


FIGURA 46 ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ENERGIA ANNUA AUSILIARIA [KJ] AL VARIARE DELLA SUPERFICIE SOLARE INSTALLATA ( MILANO - 2° EDIFICIO)

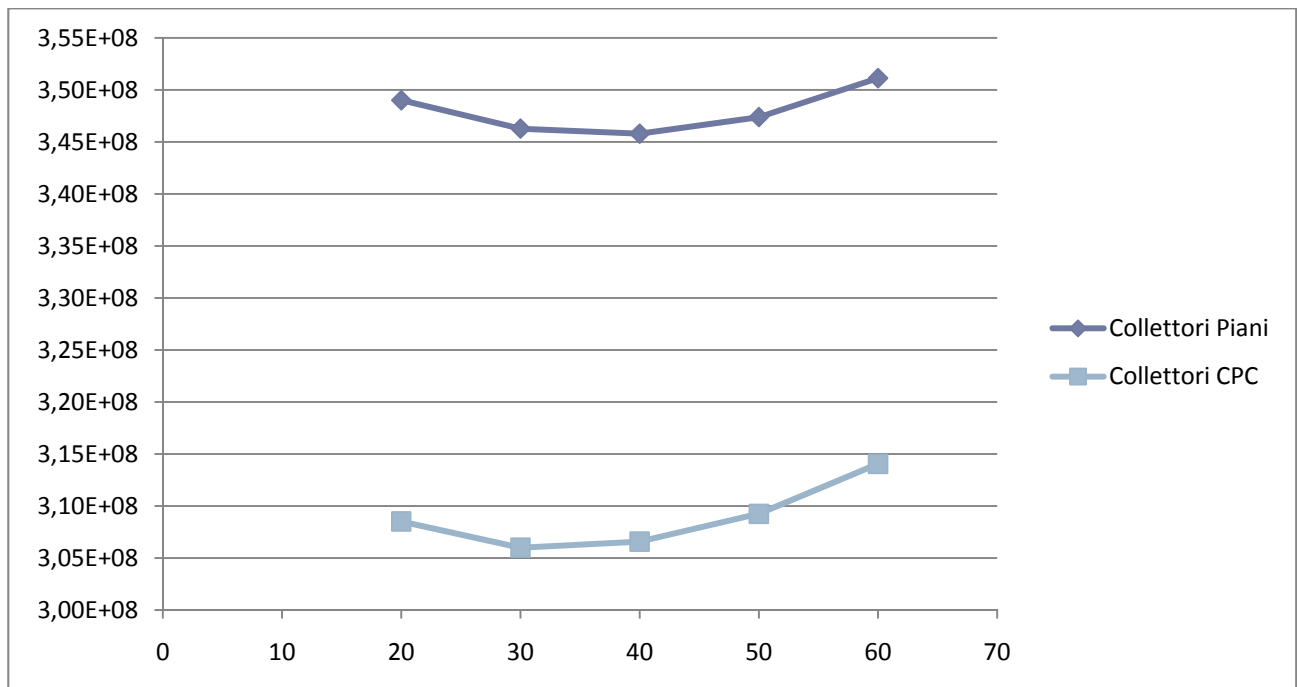


FIGURA 47 ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ENERGIA ANNUA [KJ] AL VARIARE DELL'INCLINAZIONE DEI PANNELLI SOLARI (MILANO - 2° EDIFICIO)

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

## NAPOLI

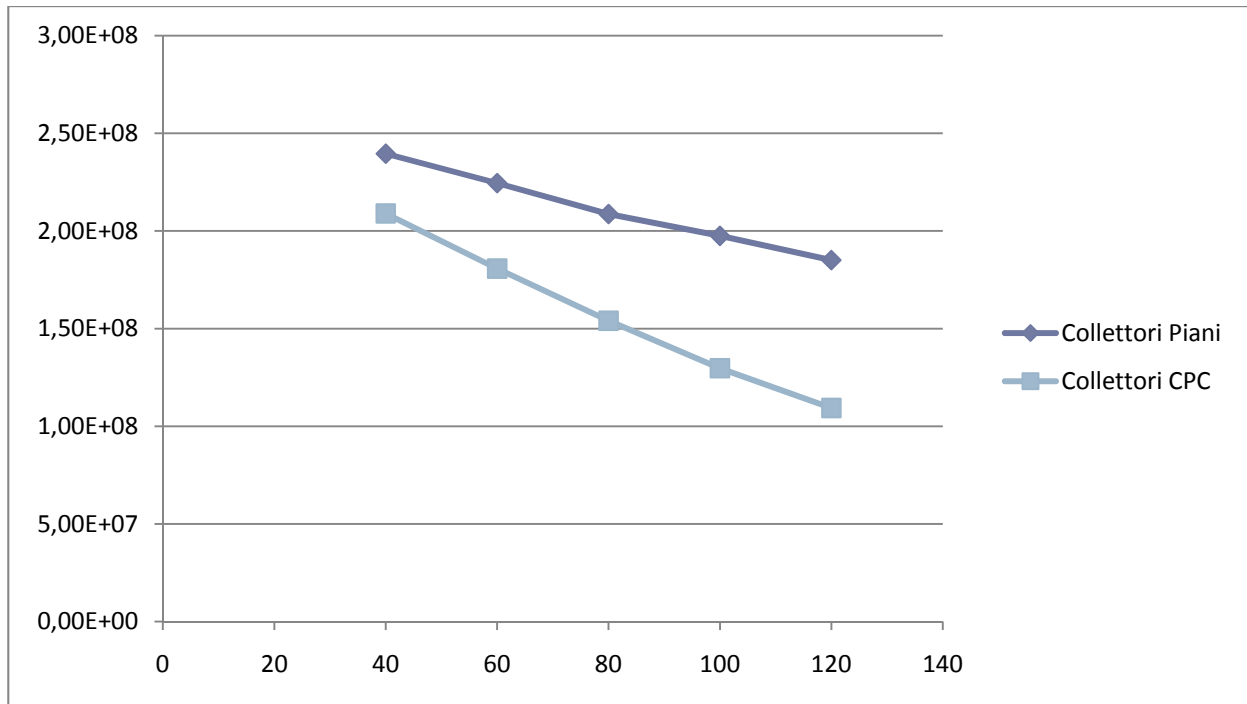


FIGURA 48 ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ENERGIA ANNUA [KJ] È AUSILIARIA AL VARIARE DELLA SUPERFICIE SOLARE INSTALLATA ( NAPOLI - 2° EDIFICIO)

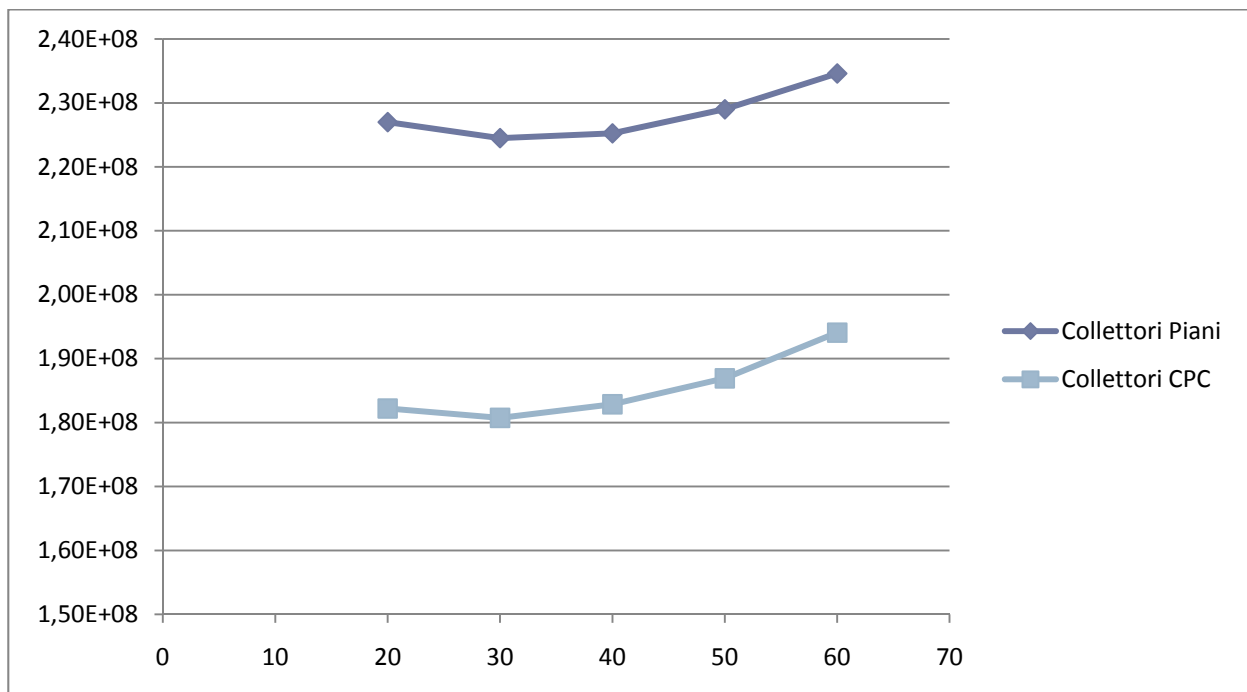


FIGURA 49 ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ENERGIA ANNUA [KJ] AL VARIARE DELL'INCLINAZIONE DEI PANNELLI SOLARI (NAPOLI – 2° EDIFICIO)

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

## ROMA

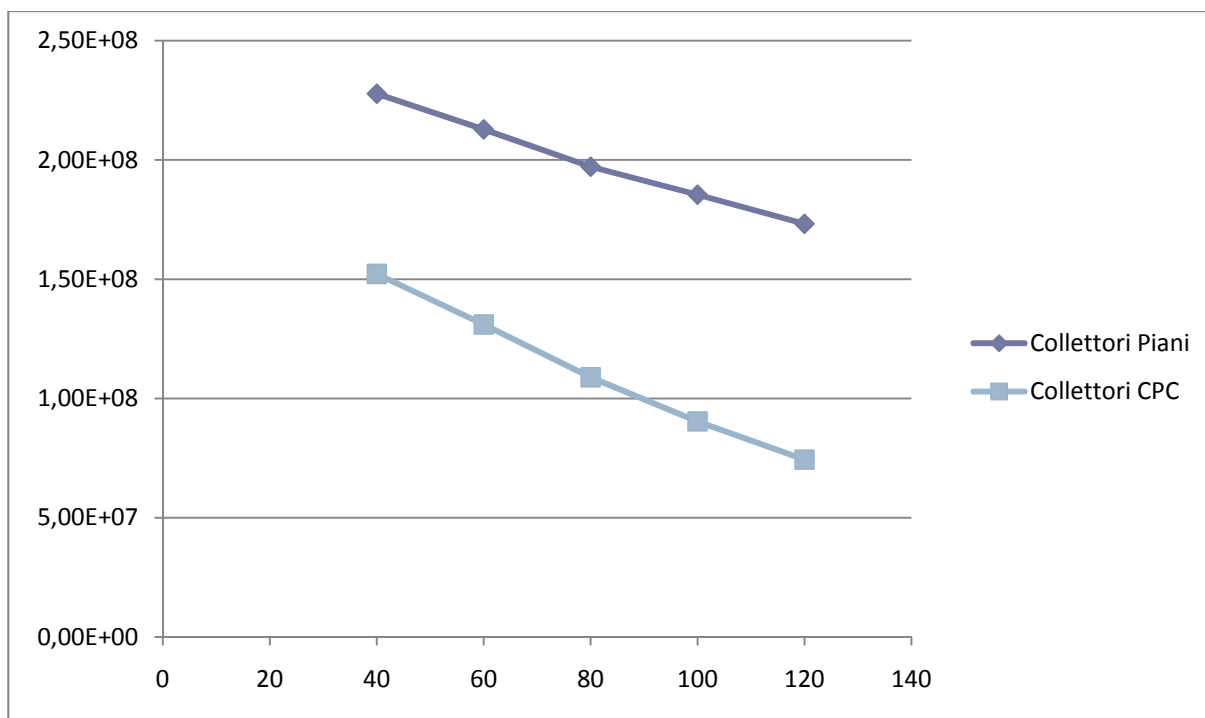


FIGURA 50 ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ENERGIA ANNUA [KJ] È AUSILIARIA AL VARIARE DELLA SUPERFICIE SOLARE INSTALLATA (ROMA- 2° EDIFICIO)

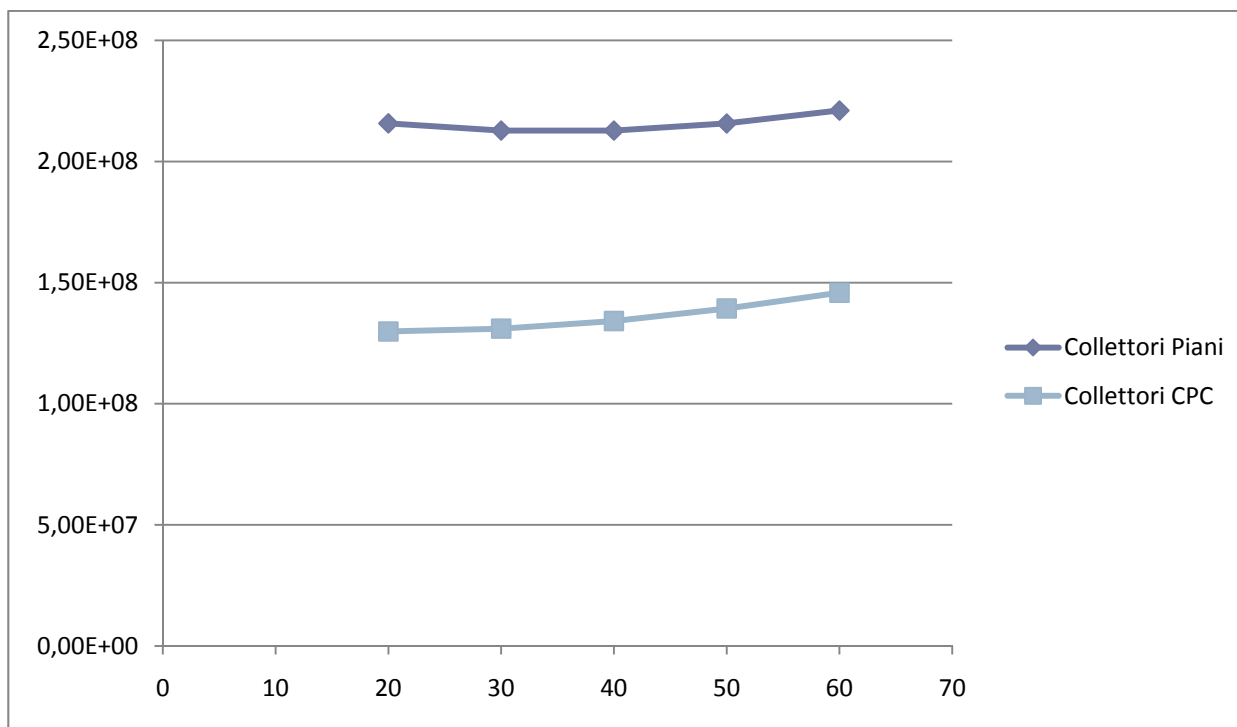


FIGURA 51 ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ENERGIA ANNUA [KJ] È AUSILIARIA AL VARIARE DELL'INCLINAZIONE DEI PANNELLI SOLARI (ROMA- 2° EDIFICIO)

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

## PALERMO

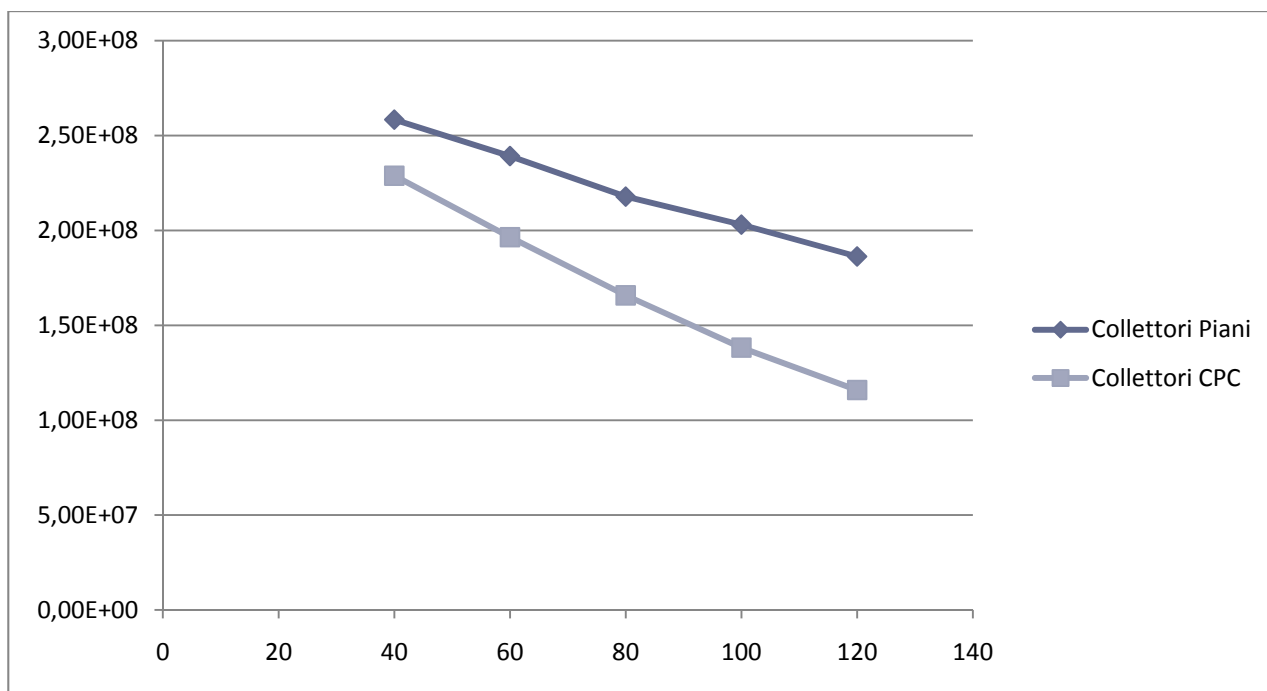


FIGURA 52 ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ENERGIA ANNUA [KJ] AL VARIARE DELLA SUPERFICIE INSTALLATA (PALERMO – 2° EDIFICIO)

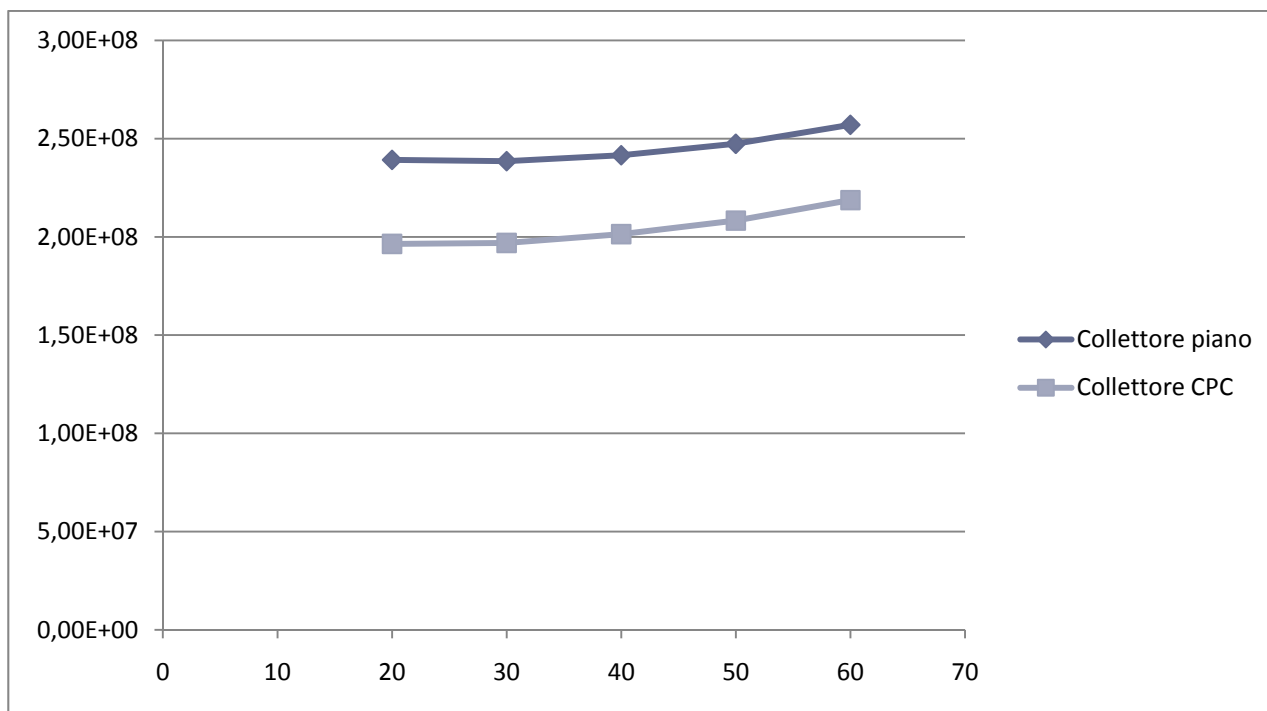


FIGURA 53 ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ENERGIA ANNUA [KJ] AL VARIARE DELL'INCLINAZIONE DEI PANNELLI SOLARI (PALERMO – 2° EDIFICIO)

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Le simulazioni dei sistemi geotermici sono state effettuate utilizzando dati geologici ricavati da recenti sondaggi effettuati a Roma, Milano, Napoli e Palermo dal Dipartimento di Geologia dell'Università di Roma III. Nelle simulazioni sono stati utilizzati i dati relativi a rilevamenti puntuali: va però sottolineato il limite di tale approccio, poiché si riscontrano sostanziali differenze delle caratteristiche del terreno anche a poca distanza dai punti di rilievo (con relative differenze nei risultati, nonché nei costi di perforazione). Si è scelto di utilizzare comunque dei valori medi per caratterizzare il terreno nella località in considerazione.

Il geotermico, fra le tre tecnologie considerate, è sicuramente la più matura da un punto di vista commerciale, soprattutto per applicazioni delle dimensioni considerate in questa ricerca. Esistono molti impianti installati soprattutto in Europa centro-settentrionale, in America e in Asia.

Sono state effettuate due diverse simulazioni dei sistemi geotermici, variando la temperatura di set point dei serbatoi di accumulo. Nella prima soluzione sono stati imposti 50 °C al serbatoio caldo e 7 °C al serbatoio freddo, mentre nella seconda soluzione sono stati imposti 40 °C al serbatoio caldo e 14 °C al serbatoio freddo. Con queste variazioni si è voluto evidenziare le differenze energetiche ed economiche ottenibili con diversi sistemi di distribuzione del calore, e conseguente prestazioni della pompa di calore.

	<b>GHP verticale 40-14</b>	<b>GHP verticale 50-7</b>	<b>GHP orizzontale 40-14</b>	<b>GHP orizzontale 50-7</b>
<b>MI1</b>	62100	70900	62200	70900
<b>MI2</b>	255000	288000	266000	301000
<b>MI3</b>	60900	69500	61100	69800
<b>NA1</b>	48400	54400	45800	52200
<b>NA2</b>	156000	170000	153000	169000
<b>NA3</b>	40700	45100	42700	48800
<b>PA1</b>	44500	47500	42900	46900
<b>PA2</b>	174000	184000	174000	188000
<b>PA3</b>	40500	43600	39600	43500
<b>RM1</b>	43500	48200	41100	46500
<b>RM2</b>	150000	164000	152000	168000
<b>RM3</b>	38400	42700	37100	42000

TABELLA 18 GEOTERMICO - RICHIESTA ENERGETICA ANNUA [MJ]

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

	<b>GHP verticale 40-14 °C vs. 50-7 °C</b>	<b>GHP orizzontale 40-14 °C vs. 50-7 °C</b>
<b>MI1</b>	12.41%	12.36%
<b>MI2</b>	11.32%	11.58%
<b>MI3</b>	12.46%	12.51%
<b>NA1</b>	10.96%	12.31%
<b>NA2</b>	8.19%	9.73%
<b>NA3</b>	9.74%	12.48%
<b>PA1</b>	6.34%	8.52%
<b>PA2</b>	5.29%	7.17%
<b>PA3</b>	7.16%	9.14%
<b>RM1</b>	9.70%	11.61%
<b>RM2</b>	8.12%	9.63%
<b>RM3</b>	10.03%	11.73%

TABELLA 19 VARIAZIONI DI RICHIESTA ENERGETICA PERCENTUALI

Dai risultati mostrati nelle tabelle precedenti si vede il notevole risparmio energetico ottenibile utilizzando sistemi di distribuzione del calore a bassa temperatura, associati a pompe di calore geotermiche. Valutando il COP nei due casi è evidente come la maggior richiesta energetica sia dovuta alle migliori condizioni di funzionamento della pompa di calore. Ad esempio, a Roma edificio #1, in un impianto a sonde orizzontali, si passa da un COP medio in riscaldamento di 3.59 e in raffrescamento di 3.84 nel caso 50-7, ad un COP medio in riscaldamento di 4.10 e in raffrescamento di 4.28 nel caso 40-14. L'incremento del COP è quindi del 12 % in riscaldamento e del 10 % in raffrescamento.

Tuttavia, al fine di rendere le simulazioni energeticamente analoghe, nel confronto finale con il sistema solar cooling, sono state prese in considerazione le configurazioni 50-7°C, poiché tale configurazione è stata utilizzata anche nel caso solar cooling.

Infine, fra le tre tecnologie considerate, la pompa di calore elioassistita è decisamente quella meno sviluppata e nel mercato, salvo rare eccezioni, completamente assente. È però oggetto di studio di diversi ricercatori e come descritto esistono impianti sperimentali. L'unico tipo di impianto elioassistito presente sul mercato è di tipo ISAHP, come spiegato nel capitolo 3.3.

Vista l'assenza di indicazioni di progettazione standardizzate, sono state effettuate diverse prove per ottenere la configurazione migliore da utilizzare per le simulazioni. Diversi tentativi di cambiare la tipologia di collettori solari e la superficie captante non hanno dato sensibili miglioramenti dal punto di vista energetico. Come già descritto nella sezione della modellazione, si è quindi deciso di utilizzare per tutte le simulazioni una superficie captante di 50 m<sup>2</sup> e di utilizzare collettori scoperti.



# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

Di seguito si riportano riassunti in tabella i risultati delle simulazioni per le due diverse configurazioni analizzate, in serie e in parallelo, e la stessa pompa di calore senza l'ausilio del solare termico.

	Sistema in serie			Sistema in parallelo			pompa di calore senza l'ausilio del solare termico		
	CTA [€]	Costo annuo [€/anno]	Energia [MJ/anno]	CTA [€]	Costo annuo [€/anno]	Energia [MJ/anno]	CTA [€]	Costo annuo [€/anno]	Energia [MJ/anno]
<b>MI1</b>	€ 31'206	€ 1'283	25400	€ 31'288	€ 1'288	25700	€ 23'949	€ 1'297	25700
<b>MI2</b>	€ 110'227	€ 1'646	113000	€ 110'839	€ 5'683	115000	€ 100'021	€ 5'664	115000
<b>MI3</b>	€ 30'941	€ 1'266	25000	€ 30'904	€ 1'264	25300	€ 23'648	€ 1'279	25300
<b>NA1</b>	€ 25'727	€ 947	20200	€ 25'721	€ 947	20300	€ 18'308	€ 952	20300
<b>NA2</b>	€ 76'164	€ 3'563	76400	€ 76'632	€ 3'591	76600	€ 65'606	€ 3'559	76600
<b>NA3</b>	€ 24'654	€ 882	18600	€ 24'542	€ 875	18800	€ 17'165	€ 883	18800
<b>PA1</b>	€ 24'573	€ 877	19400	€ 24'511	€ 873	19400	€ 17'006	€ 873	19400
<b>PA2</b>	€ 70'753	€ 3'232	73500	€ 69'598	€ 3'161	73500	€ 59'766	€ 3'202	73500
<b>PA3</b>	€ 23'347	€ 802	19600	€ 23'419	€ 806	17900	€ 15'920	€ 806	17900
<b>RM1</b>	€ 25'508	€ 934	19600	€ 25'370	€ 926	19800	€ 18'064	€ 937	19800
<b>RM2</b>	€ 76'112	€ 3'559	75000	€ 76'169	€ 3'563	75700	€ 65'615	€ 3'560	75700
<b>RM3</b>	€ 23'995	€ 842	17600	€ 23'999	€ 842	17800	€ 16'605	€ 848	17800

Dalla tabella si vede come la presenza dei collettori non migliori significativamente l'efficienza del sistema: le variazioni nei risultati ottenuti sono evidentemente da considerare trascurabili e attribuibili al margine di errore del sistema di simulazione. Ferma restando l'indicazione quantitativa, pari a pochi punti percentuali al massimo, tali risultati sarebbero ottenibili semplicemente utilizzando pompe di calore leggermente più efficienti, senza ricorrere all'installazione di un sistema solare termico.

Per valutare l'effettiva efficacia del sistema simulato è probabilmente necessario effettuare un'analisi sperimentale. Visti i risultati ottenuti da questa simulazioni, anche nell'ottica di un miglioramento delle prestazioni in sede sperimentale, difficilmente questo sistema potrà rivelarsi concorrenziale se si esclude il funzionamento estivo dei collettori (nel caso analizzato non sono state considerate necessità di ACS).

Sottolineiamo come in questa ricerca si sia analizzato una specifica tipologia di impianti a pompa di calore elioassistita. Nonostante i risultati non positivi delle simulazioni effettuate, il risultato è limitato alla specifica tipologia considerata. Impianti a pompa di calore elioassistita con espansione diretta del fluido frigorifero nei collettori solari presentano caratteristiche diverse che potrebbero renderlo concorrenziale, diversamente dal sistema qui analizzato. Lo stesso vale per impianti con accumulo stagionale o integrazioni con pannelli fotovoltaici.

Visti i risultati ottenuti abbiamo deciso di non includere gli impianti a pompa di calore elioassistita nel confronto diretto con le altre tecnologie.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

## 7. TABELLA RIASSUNTIVA DEI RISULTATI

	Solar cooling	GHP verticale	GHP orizzontale
MI1	€ 53 000	€ 40 000	€ 31 000
MI2	€ 170 000	€ 173 000	€ 133 000
MI3	€ 52 000	€ 40 000	€ 31 000
NA1	€ 45 500	€ 35 000	€ 25 000
NA2	€ 134 500	€ 137 000	€ 92 000
NA3	€ 44 000	€ 32 000	€ 24 000
PA1	€ 43 500	€ 33 000	€ 24 000
PA2	€ 139 000	€ 141 000	€ 98 000
PA3	€ 42 000	€ 32 000	€ 23 000
RM1	€ 45 000	€ 33 000	€ 24 000
RM2	€ 133 000	€ 135 000	€ 92 000
RM3	€ 43 000	€ 32 000	€ 22 000

TABELLA 20 CONFRONTO ECONOMICO

	Migliore investimento
	Peggior investimento

TABELLA 21 LEGENDA

	Solar cooling [MJ/anno]	GHP verticale [MJ/anno]	GHP orizzontale [MJ/anno]
MI1	67'100	70'900	70'900
MI2	284'000	288'000	301'000
MI3	64'900	69'500	69'800
NA1	40'500	54'400	52'200
NA2	156'000	170'000	169'000
NA3	35'200	45'100	48'800
PA1	33'300	47'500	46'900
PA2	135'000	184'000	188'000
PA3	27'300	43'600	43'500
RM1	38'900	48'200	46'500
RM2	150'000	164'000	168'000
RM3	31'200	42'700	42'000

TABELLA 22 VALUTAZIONE DELL'ENERGIA PRIMARIA CONSUMATA DAI DIVERSI SISTEMI

Per effettuare il confronto dell'energia primaria consumata dai diversi sistemi alimentati ad energia elettrica, è stato considerato il rendimento medio del parco elettrico nazionale pari a 0.38.

## Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

Dalle tabelle riassuntive dei risultati si vede chiaramente come, in tutte le situazioni considerate, un impianto geotermico a sonde orizzontali sia quello che garantisce un miglior rapporto costo/energia risparmiata. Come già detto il limite di tale impianto risiede nello spazio libero necessario per l'installazione del pozzo orizzontale. Per quanto riguarda gli altri due tipi di impianti, i sistemi solar cooling sono convenienti per potenze maggiori, mentre per piccole potenze sono più economicamente sostenibili sistemi geotermici a sonde verticali. Spostandosi da nord a sud, come atteso, migliora la resa degli impianti di tipo solar cooling rispetto a quelli geotermici.

## 8. BIBLIOGRAFIA

- [1] R. A. Wood, United States Patent, Patent number 4,378,908 (1983)
- [2] S.K. Chaturvedi, D.T. Chen and A. Kheireddine, Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar assisted heat pump, *Energy Convers Manage* **3** (1998) (4), pp. 181–191.
- [3] B.J. Huang and J.P. Chyng, Performance characteristics of integral type solar assisted heat pump, *Solar Energy* **71** (2001) (6), pp. 403–414.
- [4] B.J. Huang and J.P. Chyng, Integral-type solar-assisted heat pump water heater, *Renew Energy* **16** (1999), pp. 731–734.
- [5] J.P. Chyng, C.P. Lee and B.J. Huang, Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater, *Solar Energy* **74** (2003), pp. 33–44.
- [6] B.J. Huang and C.P. Lee, Long-term performance of solar-assisted heat pump water heater, *Renew Energy* **29** (2003), pp. 633–639.
- [7] M.N.A. Hawlader, S.K. Chou and M.Z. Ulah, The performance of a solar assisted heat pump water heating system, *Appl Thermal Eng* **21** (2001), pp. 1049–1065.
- [8] M.N.A. Hawlader, S.K. Chou, K.A. Jahangeer, S.M.A. Rahman and K.W. Eugene Lau, Solar-assisted heat-pump dryer and water heater, *Appl Energy* **74** (2003), pp. 185–193.
- [9] V. Badescu, Model of a thermal energy storage device integrated into a solar assisted heat pump system for space heating, *Energy Convers Manage* **44** (2003), pp. 1589–1604.
- [10] V. Badescu, Model of a solar-assisted heat-pump system for space heating integrating a thermal energy storage unit, *Energy Build* **34** (2002), pp. 715–726.
- [11] R. Yamankaradeniz and I. Horuz, The theoretical and experimental investigation of the characteristics of solar assisted heat pump for clear days, *Int Comm Heat Mass Transfer* **25** (1998) (6), pp. 885–898.
- [12] R. Yumrutas and O. Kaska, Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage, *Int J Energy Res* **28** (2004), pp. 163–175.
- [13] K. Kaygusuz, Calculation of required collector area of a solar-assisted series heat pump for domestic heating, *Energy Sources* **22** (2000), pp. 247–256.
- [14] P. Axaopoulos, P. Panagakis and S. Kyritsis, Experimental comparison of a solar-assisted heat pump vs. a conventional thermosyphon solar system, *Int J Energy Res* **22** (1998), pp. 1107–1120.

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

- [15] Y.H. Kuang, R.Z. Wang and L.Q. Yu, Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply, *Energy Convers Manage* **44** (2003), pp. 1089–1098.
- [16] O. Ozgener and A. Hepbasil, A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **11** (2007), pp. 482–496.
- [17] ASHRAE, Handbook – HVAC Applications, Cap. 32, *Geothermal Energy* (2007)
- [18] ASHRAE, Handbook – HVAC Applications, Cap. 33, *Thermal Storage* (2007)
- [19] G. Cammarata, *Impianti termotecnici – Vol. II*, Università di Catania (2004)
- [20] F. Tinti, *Geotermia per la climatizzazione*, Dario Flaccovio Editore (2008)
- [21] L. Rubini, M. Di Veroli, A. Calabria, *Sistemi Solari Termici – Tecnologia, applicazioni, dimensionamento*, Dario Flaccovio Editore (2008)
- [22] G. Habib, *Realizzazione di un software per la scelta ottimale della tipologia di collettore solare termico per le applicazioni a bassa temperatura*, Tesi di laurea di prima livello (2005)
- [23] S. Fasciana, *Progetto di un impianto di climatizzazione elioassistito con macchina ad assorbimento a doppio stadio e collettori non-imaging optics*, Tesi di laurea (2002)
- [24] E.H. Keith, R. Radermacher and S.A. Klein, Absorption chillers and heat pumps., CRS Press (1996) Chapter 1, p. 1-5
- [25] G. A. Florides, S. A. Tassou, S. A. Kalogirou, L. C. Wrobel, Review of solar and low energy cooling technologies for buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6 (6), (2002) pp. 557-572
- [26] Y.H. Hwang, R. Radermacher, A. Al Alili and I. Kubo, Review of solar cooling technologies, *HVAC&R Research* **14** (2008), pp. 507–528
- [27] K.F. Fong, T.T. Chow and C.K. Lee *et al.*, Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city, *Sol Energy* **84** (2) (2010), pp. 227–244
- [28] C. Pizzetti, *Condizionamento dell'aria e refrigerazione*, Casa editrice Ambrosiana (1986)
- [29] [www.solarnext.eu](http://www.solarnext.eu)
- [30] [www.cullwater.com](http://www.cullwater.com)
- [31] [www.yazaki-airconditioning.com](http://www.yazaki-airconditioning.com)
- [32] [www.solarpst.com](http://www.solarpst.com)
- [33] [www.retscreen.net](http://www.retscreen.net)

# Studio sulla applicabilità di sistemi e componenti assistiti da fonti rinnovabili

---

[34] [www.schueco.com](http://www.schueco.com)