



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
FIRENZE

**DOTTORATO DI RICERCA IN  
ENERGETICA E TECNOLOGIE INDUSTRIALI  
INNOVATIVE**

CICLO XXV

COORDINATORE Prof. Maurizio De Lucia

**SMART ENERGY MANAGEMENT: SVILUPPO E TEST DI  
SISTEMI E COMPONENTI PER APPLICAZIONI SOLAR  
COOLING**

**Dottorando**

*Dott. Ing. Tommaso Marucci*

(firma)

**Tutor**

*Prof. De Lucia Maurizio*

(firma)

**Co-Tutor**

*Dott. Ing. Christian Paolo Mengoni*

(firma)

**Coordinatore**

*Prof. De Lucia Maurizio*

(firma)



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
FIRENZE

DOTTORATO DI RICERCA IN  
ENERGETICA E TECNOLOGIE INDUSTRIALI  
INNOVATIVE

CICLO XXV

COORDINATORE Prof. Maurizio De Lucia

SMART ENERGY MANAGEMENT: SVILUPPO E TEST DI  
SISTEMI E COMPONENTI PER APPLICAZIONI SOLAR  
COOLING

**Dottorando**

*Dott. Ing. Telemaco Marcucci*

---

(firma)

**Tutor**

Prof. De Lucia Maurizio

---

(firma)

**Co-Tutor**

*Dott. Ing. Christian Paolo Mengoni*

---

(firma)

**Coordinatore**

Prof. De Lucia Maurizio

---

(firma)



## Sommario

1	Stato dell'arte.....	9
1.1	Le tecnologie di solar cooling .....	9
1.2	Le tecnologie di assorbimento.....	11
1.3	Le macchina ad assorbimento NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O, Intervento proposto .....	15
1.4	Gli impianti di solar cooling di piccola taglia (inferiore ai 20kW frigoriferi) .....	17
1.5	Collettori solari a media temperatura .....	19
1.5.1	Collettori parabolici lineari (PTC).....	21
1.6	Energy Box, intervento proposto.....	22
2	Sviluppo e test di una macchina ad assorbimento NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O .....	24
2.1	Il desorber non modificato .....	25
2.2	Analisi di sensibilità .....	26
2.3	Il desorber modificato .....	31
2.4	Il banco prova .....	33
2.5	La procedura di test.....	35
2.6	I risultati sperimentali .....	41
3	Energy Box .....	48
3.1	Specifiche del layout idraulico.....	49
3.2	Specifiche del Sistema di monitoraggio .....	51
3.3	Energy Box, concetto di base .....	52
3.4	Energy Box, progettazione idraulica .....	54
3.5	Energy Box, specifiche tecniche .....	56
3.6	Energy Box, hardware di controllo e monitoraggio .....	57
3.7	Energy Box software sistema di controllo e monitoraggio .....	61
3.7.1	Definizione delle procedure di funzionamento, installazione Firenze .....	62
3.7.2	Definizione delle procedure di funzionamento, installazione Bronzolo .....	63
3.8	Energy Box, installazione di Bronzolo .....	63
3.9	Energy Box installazione di Firenze.....	65
4	Installazione Energy Box - Firenze .....	66
4.1	Layout.....	67
4.1.1	Disposizione dei componenti.....	69
4.2	Progettazione idraulica.....	70
4.2.1	Modalità vapore – fuori progetto .....	73

4.3	Equipaggiamento per il circuito DSG (Direct Steam Generation) .....	76
4.3.1	Steam drum .....	77
4.3.2	Collettore delle condense .....	77
4.3.3	Vaso di espansione .....	78
4.3.4	Struttura di sostegno .....	79
4.4	Campo solare.....	80
4.4.1	Campo solare, fondazioni .....	81
4.4.2	Campo solare, sistema di tracking .....	82
4.5	Distribuzione energetica, idraulica .....	83
4.6	Distribuzione energetica, HVAC.....	85
4.7	Equipaggiamento per il controllo ed il monitoraggio .....	88
4.8	Logica di controllo .....	92
4.8.1	Le procedure.....	93
4.9	Dati acquisiti.....	106
4.10	Il campo solare .....	107
4.11	Performance impianto.....	117

## Premessa

Il presente lavoro fa parte dell'attività di Dottorato di Ricerca in Energetica e Tecnologie Industriali Innovative, Dipartimento di Ingegneria Industriale.

L'attività si inquadra nell'ambito del Progetto EU FP7 – ALONE – “smAll scaLe sOlar cooliNg dEvice”.

La tecnologia di solar cooling, nel range di potenze al di sotto dei 20 kW frigoriferi, rappresenta un mercato ancora in uno stadio fortemente embrionale. La diffusione di tale tecnologia è ostacolata in particolar modo:

- dall'estrema variabilità del costo di installazione,
- dai pochi chillers di piccola taglia presenti sul mercato,
- dall'assenza di standardizzazione in termini di schemi idraulici, linee guida o semplici tool di progettazione;

questo genera un panorama che aumenta l'incertezza in un contesto variegato e così scarsamente normato.

Questa trattazione si pone come obiettivo lo sviluppo di soluzioni completamente automatizzate ed autonome per applicazioni di raffrescamento e riscaldamento solare rivolto ad utenze residenziali, piccoli siti commerciali o industriali (al di sotto di 20 kW frigoriferi). Ci si pone l'obiettivo di ottimizzare questa taglia di impianto attraverso lo sviluppo di alcuni componenti chiave, al momento non presenti sul mercato, che semplifichino e standardizzino le operazioni di installazione e gestione degli impianti. L'attività di ricerca si è concentrata quindi sullo sviluppo, la realizzazione e test di alcuni componenti per il miglioramento delle performance delle installazioni di Solar Heating and Cooling (SHC) e sullo sviluppo di un dispositivo di monitoraggio e controllo autonomo ed indipendente.

L'attività di ricerca ha avuto gli obiettivi:

- Sviluppo di una macchina ad assorbimento  $H_2O-NH_3$  a singolo stadio per renderne compatibile l'uso con un campo solare, test e mappatura delle caratteristiche di funzionamento per permetterne un uso ottimizzato.
- Ideazione, sviluppo e test di un dispositivo che consenta di standardizzare e semplificare l'installazione di un generico impianto SHC (Energy Box).
- Progettazione e caratterizzazione di un impianto SHC funzionante con diversi fluidi termovettori: vapore acqueo prodotto direttamente nel campo solare (DSG), acqua pressurizzata ed acqua calda.

## Introduzione

La domanda di raffrescamento è rapidamente incrementata nell'ultimo decennio in molte parti del mondo specialmente nelle zone con clima temperato. Questo comporta un incremento della domanda di elettricità nei giorni caldi estivi, minacciando la stabilità della rete elettrica che conseguentemente richiede costosi adattamenti per sopportare i picchi di potenza.

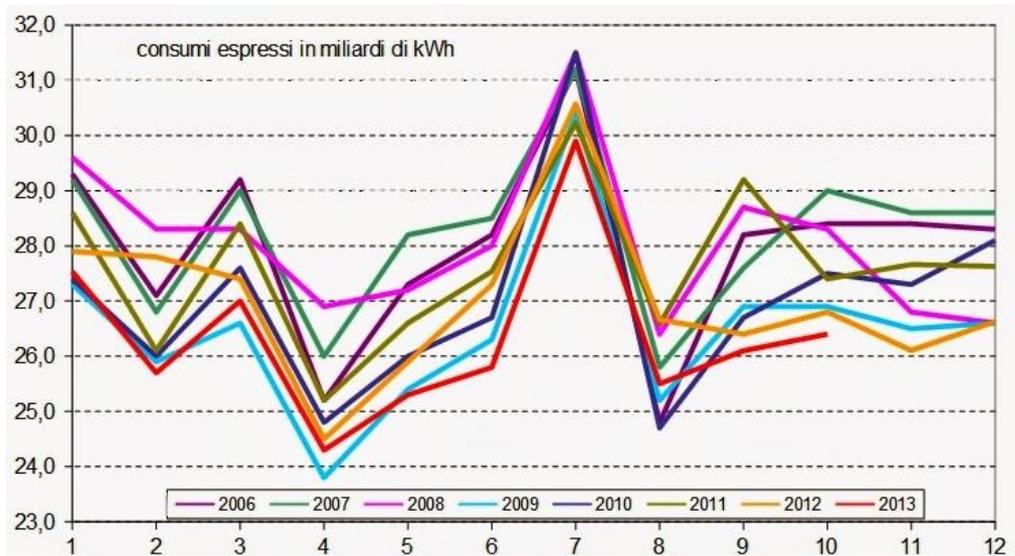


Figura 1-1 Andamento dei consumi elettrici mensili italiani dal 2006 all'ottobre 2013 [1]

L'uso dell'energia solare per produrre freddo diventa quindi un'ipotesi molto interessante in funzione del fatto che il periodo in cui si registra la maggiore richiesta di condizionamento coincide con quello in cui la disponibilità di calore, sotto forma di energia solare, risulta massima essendo massima la radiazione solare incidente e maggiori le ore di cui possiamo disporre.

L'utilizzo simultaneo di energia solare termica, recuperata dalla dissipazione di una macchina ad assorbimento, e raffrescamento ha un elevato potenziale nell'ottica di sostituire le tradizionali macchine di raffreddamento basate su elettricità e gas refrigeranti. Tuttavia, mentre i grandi sistemi di raffreddamento solare sono stati "dimostrati" con successo [9], i sistemi più piccoli non sono ancora entrati a pieno titolo nel mercato a causa di vari motivi tecnici ed economici.

L'obiettivo principale di questa attività di dottorato è quindi quello di elaborare un sistema di solar heating and cooling basato su sistemi in grado di gestire piccole applicazioni, che possa risultare appetibile per il mercato con soluzioni compatte e di facile installazione.

La prima tematica affrontata riguarda la tecnologia con cui generalmente si affronta la conversione termica in questo genere di impianti. Nel range delle potenze frigorifere inferiori ai 20 kW sono presenti sul mercato quasi unicamente refrigeratori ad assorbimento basati sulla tecnologia  $H_2O-Br-Li$  a singolo stadio in quanto alimentabili con un range di temperature compatibile con i collettori solari piani. La tecnologia ad assorbimento  $H_2O-NH_3$ , anche se meno diffusa in quanto alimentabile con un range di temperature superiori, risulta di particolare interesse in quanto, date le sue caratteristiche di temperature disponibili all'assorbitore/condensatore, può permettere lo smaltimento dell'energia dissipata dalla macchina attraverso una torre di raffreddamento a secco oppure il suo utilizzo da parte di un'utenza calda di bassa temperatura (ACS, piscine, caseifici, ...) incrementando il rendimento complessivo di impianto in maniera significativa. Abbiamo individuato sul mercato, in una ristretta cerchia di alternative, una macchina ad assorbimento  $H_2O-NH_3$  singolo stadio, con bruciatore alimentato a gas, in grado di produrre 17 kW di potenza frigorifera. Se ne è quindi operata la riprogettazione, rimuovendo il bruciatore e modificando il desorber in modo da poterne permettere il funzionamento con fluidi termovettori come vapore o acqua pressurizzata a media temperatura. Si è testata la macchina su banco prova ed infine in una installazione di SHC accoppiandola con un campo solare di collettori parabolici lineari.

Il secondo tema affrontato riguarda l'ideazione di un componente che possa, attraverso la standardizzazione dell'installazione e la gestione dei flussi energetici che attraversano un generico impianto SHC, favorire la penetrazione nel mercato dei sistemi solari di condizionamento e riscaldamento. Si sono pertanto considerate come possibili input/output al sistema tutti quei componenti che generalmente compaiono in impianti applicativi della tecnologia presa in esame. L'obiettivo era arrivare ad una soluzione fortemente indirizzata verso la semplificazione dell'installazione, che potesse servire diverse tipologie di impianto SHC sia sulla parte solare, impianti con collettori piani o a concentrazione, sia sulla parte TDC, impianti che utilizzano varie tecnologie ad assorbimento ( $H_2O/LiBr$ ,  $NH_3/H_2O$ ,  $LiCl$ ). Il componente elaborato è l'Energy Box, una unità univoca per il controllo, il monitoraggio e la gestione ottimizzata di un generico impianto SHC. Abbiamo quindi definito il P&I dell'Energy Box e sviluppato il software di controllo. Due Energy Box sono stati installati in due diversi contesti impiantistici SHC:

Il terzo tema affrontato riguarda lo sviluppo e la caratterizzazione di un impianto SHC con Energy Box che presenta l'accoppiamento di collettori parabolici lineari con due macchine ad assorbimento; una ad acqua ammoniacale alimentata con vapore acqueo ed una a bromuro di litio alimentata con acqua pressurizzata. L'impianto assiste il sistema di condizionamento già presente fornendo energia per il riscaldamento ed il raffrescamento ad un sistema di distribuzione aria (HVAC). Tutti i flussi (vapore, acqua

calda, acqua pressurizzata ed acqua refrigerante) vengono gestiti e controllati dall'Energy Box. In questa attività si è sviluppato il P&I del sistema, il Layout, sono stati individuati tutti i componenti necessari, principali ed ausiliari. Il circuito DSG (Direct Steam Generation) è stato progettato con i suoi componenti accessori. Si è seguito lo start-up e monitorato l'impianto.

# 1 Stato dell'arte

## 1.1 Le tecnologie di solar cooling

Vi sono molti processi utilizzabili per trasformare la radiazione solare in energia frigorifera, nella Figura 1-1 ne è presente una panoramica.

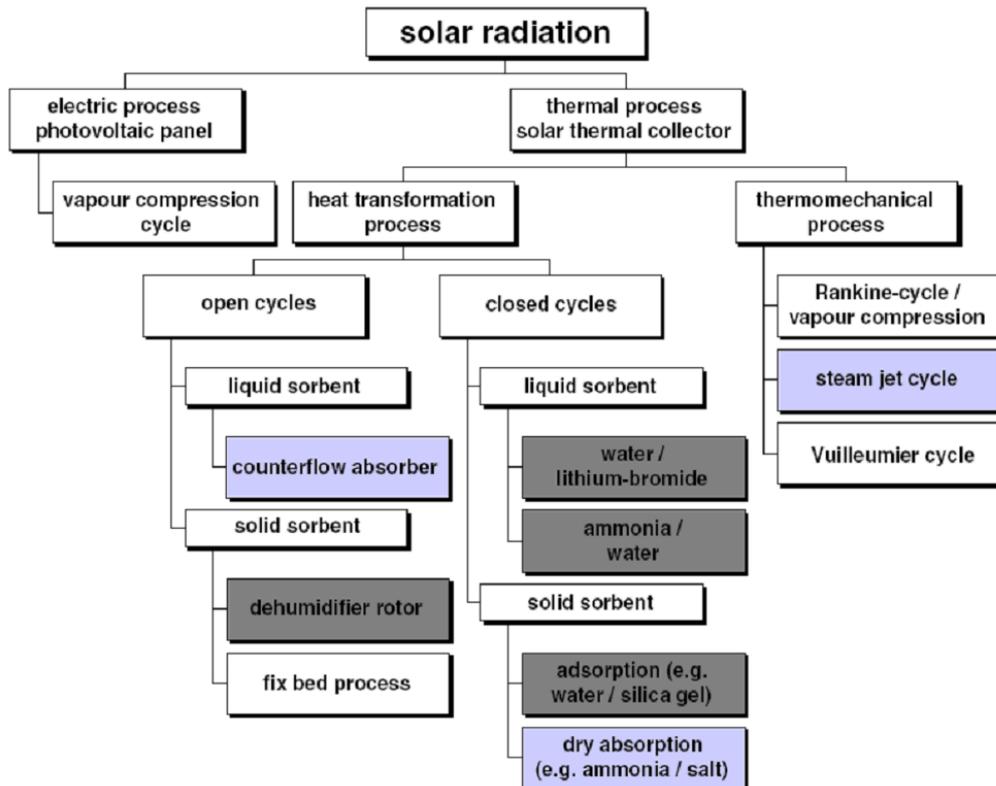


Figura 1-1 Panoramica sui metodi utilizzati per convertire la radiazione solare in raffreddamento. Processi segnalati in grigio scuro: mercato delle tecnologie disponibili. Processi segnalati in grigio chiaro: tecnologie in stato di progetti pilota od in fase di sperimentazione [2]

L'energia solare può essere convertita in raffreddamento utilizzando, principalmente due principi:

- l'elettricità prodotta con moduli fotovoltaici può essere convertita in raffreddamento con tecnologie di refrigerazione note che si basano principalmente su un ciclo a compressione di vapore;
- il calore generato con collettori solari termici può essere convertito in raffreddamento alimentando termicamente tecnologie di refrigerazione o tecnologie di condizionamento d'aria. La maggior parte di questi sistemi impiega fenomeni fisici di assorbimento in cicli termodinamici che possono essere aperti o chiusi.

Altre tecnologie, come ad esempio i cicli a getto di vapore o altri cicli in cui vi è una conversione di calore in energia meccanica sono meno significativi.

Oggi, il solar cooling da pannello fotovoltaico, viene utilizzato principalmente per azionare frigoriferi ad uso medicale in remote regioni soleggiate [3], mentre il solar cooling da collettore solare termico trova applicazione principalmente per il raffrescamento ed il comfort degli edifici, i primi impianti pilota sono stati realizzati per applicazioni con grandi capacità di refrigerazione. Inoltre il fotovoltaico installato negli edifici non è normalmente considerato un sistema di solar cooling poiché la maggior parte degli impianti vengono collegati direttamente alla rete elettrica e sono comandati in maniera completamente indipendente dagli impianti HVACR utilizzati dagli edifici [3]. In questo documento non tratteremo i sistemi SHC alimentati da pannelli fotovoltaici.

Le tecniche che permettono l'utilizzo di collettori solari termici per la climatizzazione di edifici possono essere distinti in due tipi principali:

- refrigeratori alimentati termicamente (chiller ad assorbimento od adsorbimento) che vengono utilizzati per produrre acqua refrigerata che può essere utilizzata per qualsiasi tipo di apparecchiatura di condizionamento d'aria;
- cicli aperti, indicati anche come sistemi di raffreddamento essiccante DEC (Dessicant Evaporative Cooling), sono utilizzati per il trattamento diretto dell'aria in un sistema di ventilazione.

I sistemi ad adsorbimento, utilizzano un gel a base di silice, piuttosto che acqua e zeolite o ancora cloruro di litio come fluido termovettore, mentre i sistemi ad assorbimento, impiegano bromuro di litio ed acqua, piuttosto che ammoniaca ed acqua.

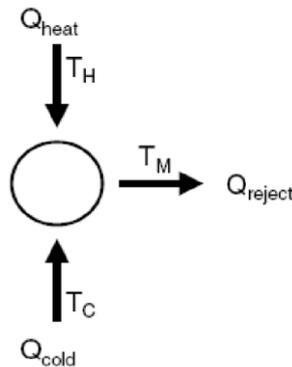
Nel progetto di ricerca si sono trattati specificatamente sistemi di SHC che utilizzano chillers ad assorbimento, in relazione al fatto che il progetto EU FP7 ALONE si focalizza sull'ottimizzazione di tecnologie esistenti che mostrano caratteristiche promettenti dal punto di vista della loro integrazione in un sistema di solar cooling.

Per descrivere l'efficienza di conversione tra calore di alta temperatura in calore di bassa temperatura si usa il coefficiente di prestazione termica,  $COP_{thermal}$ , definito come il calore sottratto alla sorgente a temperatura più bassa,  $Q_{cold}$ , per unità di calore di alta temperatura  $Q_{heat}$  spesa:

$$COP_{thermal} = \frac{Q_{cold}}{Q_{heat}}$$

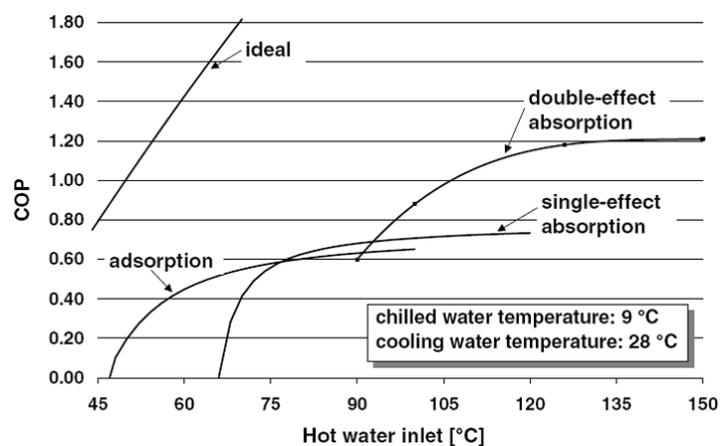
Il primo ed il secondo principio della termodinamica applicati al processo che sta alla base di un refrigeratore alimentato termicamente portano ad esprimere, per l'eventuale massimo coefficiente di prestazione,  $COP_{ideal}$ :

$$COP_{ideal} = \frac{T_C}{T_H} \cdot \frac{T_H - T_M}{T_M - T_C}$$



**Figura 1-2 Schema termodinamico base di una macchina frigorifera alimentata termicamente**

dove  $T_C$  è la temperatura della sorgente fredda,  $T_H$  è la temperatura della sorgente di calore e  $T_M$  è il livello di temperatura intermedia a cui il calore viene inviato ad un dissipatore di calore. Il  $COP_{ideal}$  è mostrato nella Figura 1-3 [2] con valori di COP reali di refrigeratori alimentati termicamente disponibili sul mercato.

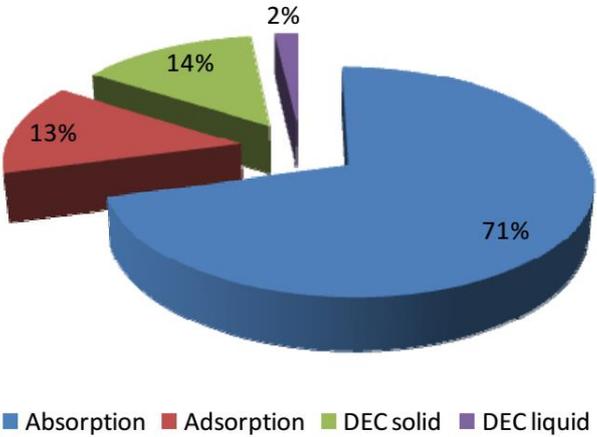


**Figura 1-3 COP macchine ad assorbimento presenti sul mercato e limite termodinamico ideale [2]**

## 1.2 Le tecnologie di assorbimento

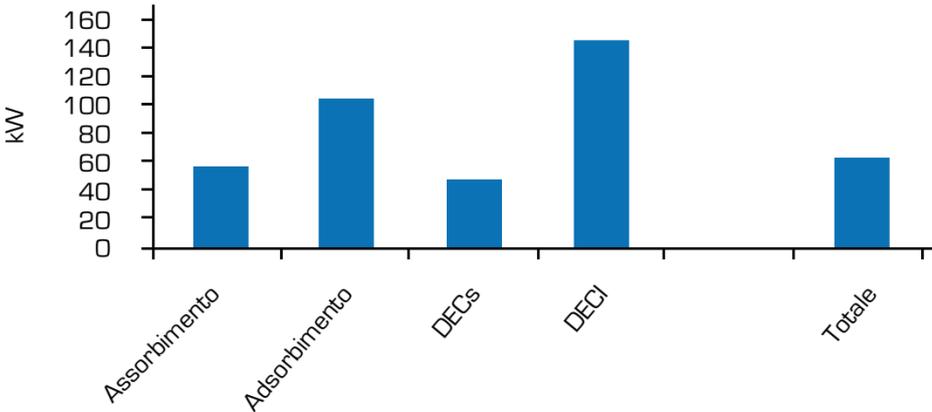
Per quanto questa tecnologia presenti diversi aspetti interessanti continua a trovare difficoltà ad affermarsi sul mercato delle installazioni residenziali e piccoli siti commerciali (potenze frigorifere inferiori ai 20kW frigoriferi). All'inizio del 2010, IEA ha

censito 288 installazioni commerciali (quindi non di tipo sperimentale, o pilota) al mondo di impianti solar cooling, per una potenza installata totale di 17,61 MW. Di questi, 28 impianti sono in Italia, con una potenza complessiva di 3,2 MW. La Figura 1-4 dà un'idea della distribuzione degli impianti censiti rispetto alle varie tecnologie precedentemente illustrate. [6]



**Figura 1-4 distribuzione per tecnologia della potenza installata in impianti solar cooling nel mondo [19]**

Come si nota, la tecnologia che predomina il mercato dei refrigeratori alimentati termicamente si basa sull'assorbimento. Il processo fisico di base è costituito da almeno due componenti chimici, uno dei quali serve da refrigerante e l'altro da assorbente. Il funzionamento di tali sistemi è oggi ben documentato. Refrigeratori ad assorbimento sono disponibili sul mercato in una vasta gamma di capacità e progettati per diverse applicazioni.



**Figura 1-5 Taglia media degli impianti di solar cooling installati nel mondo[4]**

In Figura 1-5, si può vedere che gli impianti censiti dall'IEA hanno una potenza media di 60 kW frigoriferi. Questo valore è influenzato decisamente dalla realtà spagnola, dove

si registra la presenza di oltre 50 impianti di piccola taglia, circa 4,5 kW frigoriferi [7]. Quello spagnolo è un caso piuttosto raro, in un panorama mondiale dove invece sono gli impianti di grande taglia (fino a 80 - 100 kW) ad essere oggi quelli decisamente più diffusi ed utilizzati. Si tenga conto che, solitamente, per raffrescare un ambiente di 350 – 400 m<sup>2</sup> sono necessari poco meno di 20 kW frigoriferi. Tuttavia, solo pochi sistemi sono disponibili in una taglia inferiore ai 100 kW di potenza frigorifera.

Durante gli ultimi anni, soprattutto in Europa, sono state sviluppate molte nuove macchine ad assorbimento di piccola taglia, molti di questi refrigeratori sono ormai passati dalla fase prototipale alla fase di produzione industriale, queste macchine vengono spesso utilizzate in stabilimenti dove si hanno residui di calore proveniente da altri processi.

Un chiller ad assorbimento a singolo effetto, in cui per ogni unità di massa di refrigerante che evapora nell'evaporatore una unità di massa di refrigerante deve essere desorbita dalla soluzione refrigerante - assorbente nel generatore, nelle sue normali condizioni di funzionamento deve essere alimentato da calore alla temperatura 80-100 °C per raggiungere un COP<sub>thermal</sub> di circa 0,7. Per aumentare il COP<sub>thermal</sub> vengono utilizzati refrigeratori che utilizzando un ciclo a doppio effetto, quindi due generatori che lavorano a diverse temperature sono gestiti in serie, per cui il calore asportato al condensatore dal refrigerante desorbito dal primo stadio viene utilizzato per riscaldare il secondo generatore, il COP<sub>thermal</sub> in questo caso viene elevato nell'intervallo 1.1-1.2, tuttavia, il calore da fornire alla macchina deve essere fornito ad una temperatura nell'intervallo dei 140-160 °C. Finora solo la *Thermax India* ha realizzato un impianto pilota di solar cooling (potenza 100 kW frigoriferi) con un assorbitore a triplo effetto da loro prodotto [8] con un COP<sub>thermal</sub> nell'intervallo 1.6 – 1.8 che accetta una temperatura alla sorgente fino a 210 °C.

**Tabella 1-1: Tabella riassuntiva delle caratteristiche delle macchine ad assorbimento. Alcuni modelli possono avere valori diversi da quelli indicati**

	<b>Singolo effetto H<sub>2</sub>O/LiBr</b>	<b>Doppio effetto H<sub>2</sub>O/LiBr</b>	<b>Triplo effetto H<sub>2</sub>O/LiBr</b>	<b>Singolo effetto NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O</b>
<b>Temperatura freddo [°C]</b>	5-20	5-20	5-20	-20/+20
<b>Temperatura sorgente calda</b>	70-90	140-180	Fino a 210	160-180
<b>COP massimo</b>	0.7-0.8	1.1-1.4	1.6-1.8	0.6-0.7
<b>Temperatura di ingresso alla dissipazione [°C]</b>	20-35	20-35	20-35	25-45

La Figura 1-6 mostra i refrigeratori ad assorbimento alimentati con acqua calda, ordinati in funzione della potenza di raffreddamento. La lista non può essere considerata esaustiva.

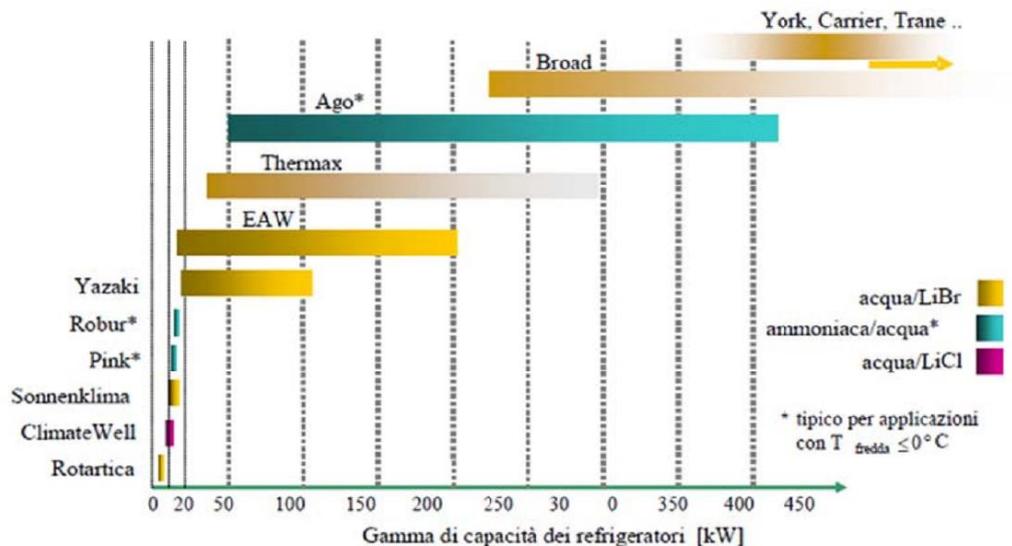


Figura 1-6 Gamma delle capacità tipiche dei refrigeratori ad assorbimento [9]

Le macchine ad assorbimento di piccola taglia che vengono utilizzate per applicazioni residenziali e piccoli siti commerciali hanno un mercato mondiale di circa 4000 unità all'anno, di cui circa la metà vengono venduti in Europa ed un quarto negli Stati Uniti. Questo rappresenta meno del 4 % del capacità dei refrigeratori ad H<sub>2</sub>O/LiBr che vengono venduti ogni anno [5]. La lenta affermazione delle macchine ad assorbimento sul mercato del raffrescamento residenziale è dovuta sia al loro basso COP rispetto alle pompe di calore a compressione, sia al loro elevato costo per macchine di bassa potenza, rendendone l'utilizzo sconsigliato se non per grossi impianti.

Risulta facilmente deducibile perché, avendo un COP<sub>thermal</sub> leggermente più alto a parità di temperatura di alimento, le macchine ad H<sub>2</sub>O/LiBr appaiono come la migliore tecnologia utilizzabile in un impianto SHC, mentre, la gamma dei refrigeratori NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, partendo da piccole unità a gas di 17 kW frigoriferi, fino a quote di alcuni MW, risulta meno utilizzata negli impianti SHC.

All'interno del progetto EU FP7 – ALONE si sono investigate tre tecnologie :

1. Sistemi ad ammoniaca ( NH<sub>3</sub> )
2. Sistemi a bromuro di litio ( LiBr )
3. Sistemi a cloruro di litio ( LiCl )

1 . Come descritto di seguito, il ciclo ad assorbimento acqua-ammoniaca singolo stadio è una tecnologia consolidata che consente il raggiungimento di basse temperature con

buona affidabilità ed alte prestazioni d'impianto. Ad oggi non sono presenti molti chiller di piccola capacità (5-20kW frigoriferi) disponibili sul mercato e la loro combinazione con un campo solare è stata testata solo in alcuni impianti prototipali. Si è quindi modificato un gruppo frigorifero ben industrializzato (tecnologia Robur) in modo da poterlo accoppiare con un campo solare parabolico lineare (collettori di media temperatura), poiché la temperatura richiesta dal ciclo acqua-ammoniaca non può essere raggiunta con collettori di bassa temperatura.

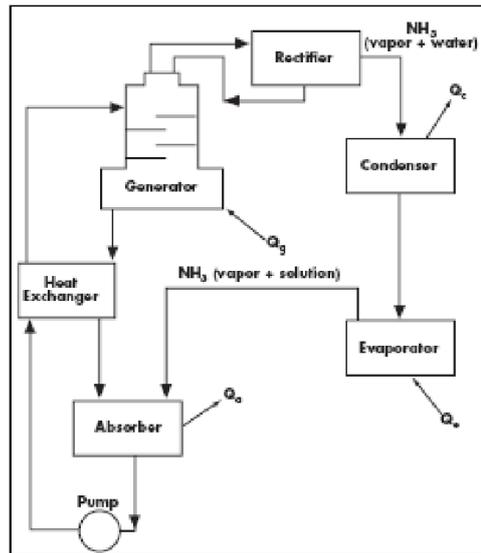
2 . Il ciclo ad assorbimento a bromuro di litio singolo stadio è una tecnologia diffusa a causa del basso livello di temperatura necessario per alimentarlo (collettori di bassa temperatura), le prestazioni di questi impianti in applicazioni solar cooling è già stata studiata e dimostrata in molti progetti Europei pilota e dimostrativi. Le unità ad assorbimento a doppio stadio, che presentano un  $COP_{thermal}$  circa doppio, vengono alimentate con temperature elevate e possono essere accoppiate con un campo solare parabolico lineare (collettori di media temperatura). Diverse macchine a bromuro di litio a doppio stadio sono disponibili sul mercato, una di queste (tecnologia Broad) è stata installata all'interno del progetto e monitorata.

3 . La tecnologia ad assorbimento a cloruro di litio, sviluppata e brevettata da ClimateWell, è senza dubbio la new entry nel mondo dei refrigeratori alimentati termicamente. Le dimensioni ridotte (10 kW frigoriferi), il  $COP_{thermal}$  elevato e la bassa temperatura di alimentazione (collettori di bassa temperatura), si adattano molto bene con le applicazioni di condizionamento residenziali e fanno di questa macchina una buona occasione per la realizzazione di piccoli impianti di solar cooling.

### **1.3 Le macchina ad assorbimento $NH_3/H_2O$ , Intervento proposto**

Il ciclo ad assorbimento  $NH_3/H_2O$  è una tecnologia consolidata che consente il raggiungimento di temperature di refrigerazione ben al di sotto dello zero, questi refrigeratori sono stati inizialmente sviluppati per la combustione a fiamma diretta di metano o propano liquido, in funzione anche della temperatura elevata che richiedono al calore di alimentazione.

Lo schema di funzionamento è simile a quello  $H_2O/LiBr$  ed impiega gli stessi componenti. Un rettificatore supplementare è necessario per separare dall'acqua il vapore di ammoniaca, come mostrato in Figura 1-7.



**Figura 1-7 Schema di funzionamento di una macchina ad assorbimento  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  a singolo stadio**

La ricerca oggi sta andando verso lo sviluppo di macchine ad assorbimento in grado di soddisfare le diverse condizioni di lavoro con elevate prestazioni attraverso un controllo della pressione attiva installato all'interno della macchina, che fissa i vari livelli di pressione del condensatore/evaporatore e assorbitore, in funzione delle mutevoli condizioni di lavoro.

Se confrontiamo una macchina ad assorbimento ad  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  con una ad  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ , si può osservare che i chiller  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  funzionano a pressione positiva e quindi non richiedono un ciclo regolare di spurgo con pompa a vuoto, tuttavia, l'ammoniaca è classificata come "tossicità acuta" e quindi questi refrigeratori devono essere installati e gestiti secondo le relative norme di salute e sicurezza sul lavoro. Il calore da estrarre per far funzionare il ciclo frigorifero di un assorbitore acqua ammoniacca ha una temperatura che può salire fino ai  $65\text{ }^\circ\text{C}$ , quindi più elevata di circa  $30\text{-}40\text{ }^\circ\text{C}$  rispetto ad un assorbitore a bromuro di litio, questo può consentire di utilizzare una torre di raffreddamento a secco in sostituzione della torre di raffreddamento a liquido, inoltre questo calore può essere utilizzato per servire un'utenza calda di media temperatura (ACS, piscine, caseifici, ...) evitando quindi l'utilizzo di una torre di raffreddamento. La gamma di temperature per l'acqua refrigerata all'ingresso dell'evaporatore di un assorbitore  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  è generalmente compresa tra  $10\text{ }^\circ\text{C}$  ed i  $15\text{ }^\circ\text{C}$  temperatura sulla quale si può giocare, in fase di gestione dell'impianto, per ottimizzare la produzione contemporanea di potenza FREDDA e CALDA, aumentando quindi l'efficienza di tutto l'impianto SHC. Fino ad oggi i refrigeratori  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  sono stati per lo più disponibili in un'ampia gamma di capacità che variano da poche centinaia di kW ad alcuni MW, ma le sempre crescenti esigenze di comfort nel settore residenziale e piccoli siti commerciali, hanno portato ad un crescente interesse nei riguardi di macchine "più

piccole” e molti sforzi sono stati intrapresi a livello Europeo per sviluppare dispositivi dalle piccole dimensioni (fino a 20kW frigoriferi). Mentre piccoli refrigeratori ad assorbimento, basati sulla tecnologia H<sub>2</sub>O/LiBr sono ampiamente disponibili sul mercato per applicazioni SHC, ad oggi, i refrigeratori NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O sono presenti sul mercato in numero limitato. Si è quindi selezionata una macchina ad assorbimento prodotta dalla Robur, a gas, in grado di produrre 17 kW di potenza frigorifera quando opera in condizioni ottimali. In funzione di questi aspetti, l’attività di ricerca è stata, dunque, la riprogettazione, produzione ed il collaudo del refrigeratore Robur, con l’obiettivo di:

- Incrementarne il COP<sub>therma</sub>;
- Permetterne il funzionamento in impianto SHC che utilizzano come fluido termovettore l’acqua pressurizzata;
- Permetterne il funzionamento in impianto SHC che utilizzano come fluido termovettore il vapore;
- Mapparne le caratteristiche di funzionamento per permettere una gestione dell’impianto SHC ottimizzata in funzione dell’erogazione combinata di potenza fredda e calda.

#### **1.4 Gli impianti di solar cooling di piccola taglia (inferiore ai 20kW frigoriferi)**

Solo le grosse taglie di impianto permettono alle installazioni di solar cooling di essere comparabili, da un punto di vista economico, al costo specifico di un condizionatore tradizionale, solo potenze maggiore di 100 kW frigoriferi, si veda Tabella 1-2, raggiungono costi comparabili. Per gli impianti di piccola taglia (al di sotto dei 20 kW frigoriferi), invece, il costo specifico di un impianto solar cooling è superiore di circa 5 volte rispetto ad uno tradizionale. Va tuttavia detto che questi raffronti non tengono conto del risparmio di energia elettrica che i sistemi solar cooling consentono di conseguire ne degli incentivi che possono vedersi riconoscere. Tenendo il risparmio di energia elettrica in considerazione, si può stimare che sia conveniente già oggi, trascurando gli incentivi, installare impianti di solar cooling a partire da taglie nell’ordine di 70 kW [4], ossia corrispondenti al raffrescamento di edifici di circa 600 m<sup>2</sup>.

Tabella 1-2 Costo al kW degli impianti di solar cooling raffrontato a sistemi di condizionamento tradizionali [11].

Taglia d'impianto	Costo (€ / kW)	
	Impianti solar cooling	Impianti tradizionali
< 20 kW	4000 - 5000	750 - 900
20 – 150 kW	2000 - 3000	600 - 700
> 100 kW	500 - 1000	450 - 550

Il limitato numero delle installazioni esistenti e l'estrema variabilità del costo di installazione lasciano intendere che quello del solar cooling sia di fatto un mercato ad uno stadio di sviluppo ancora fortemente embrionale, sia in Italia quanto all'estero. Le potenzialità di questa tecnologia sono tuttavia veramente significative, la fornitura di calore a bassa temperatura fornita da collettori solari termici è cresciuta per una quota di mercato pari al 14% nel 2012 (su scala mondiale) [10], probabilmente il mercato per questi sistemi subirà un'accelerazione particolarmente importante nel momento in cui il progresso tecnologico e la crescita dei volumi abbasseranno il costo specifico del solar cooling al punto da renderlo conveniente anche per applicazioni residenziali, di piccola taglia, che costituiscono il segmento di mercato con le dimensioni e le possibilità di crescita in assoluto più interessanti.

A partire dal 2011 alcune aziende hanno iniziato a proporre sul mercato diversi sistemi di solar cooling pre-ingegnerizzati (Es. Solarnext [12], S.O.L.I.D. [13]...). I sistemi che possono trovarsi sul mercato sono alimentati da collettori solari piani che quindi lavorano a bassa temperatura, di conseguenza utilizzano macchine ad assorbimento a H<sub>2</sub>O/LiBr a singolo effetto, questo principalmente per la maggior diffusione ed economicità dei collettori piani sottovuoto o CPC stazionari, che garantiscono temperature sufficienti per far funzionare tali macchine. Questi sistemi presentano però un grosso limite, legato all'inferiore rendimento del sistema, infatti aumentando la temperatura di esercizio si ha la possibilità di utilizzare macchine ad assorbimento con un COP<sub>thermal</sub> più alto, o addirittura usare fluidi termovettori, come il vapore, che garantiscono una maggiore efficienza di scambio termico. Inoltre a parità di potenza frigorifera installata un sistema di media temperatura permette di impegnare un'area minore, infatti, considerando un rapporto fra i COP<sub>thermal</sub> di una macchina a singolo effetto e una a doppio effetto, si ha:

$$\frac{COP_{thermal-single}}{COP_{thermal-double}} = \frac{0.7}{1.2} = 0.54$$

A parità di rendimento d’impianto e di rendimento dei collettori, una macchina ad assorbimento a doppio effetto permette di risparmiare più del 40% della superficie necessaria per i collettori alimentanti con una macchina a singolo effetto.

Inoltre l’incremento della temperatura del ciclo permette di utilizzare un sistema di dissipazione ad aria che semplifica notevolmente le problematiche ed i costi di installazione e gestione dell’impianto ad oggi uno dei maggiori ostacoli alla diffusione di questi sistemi [18].

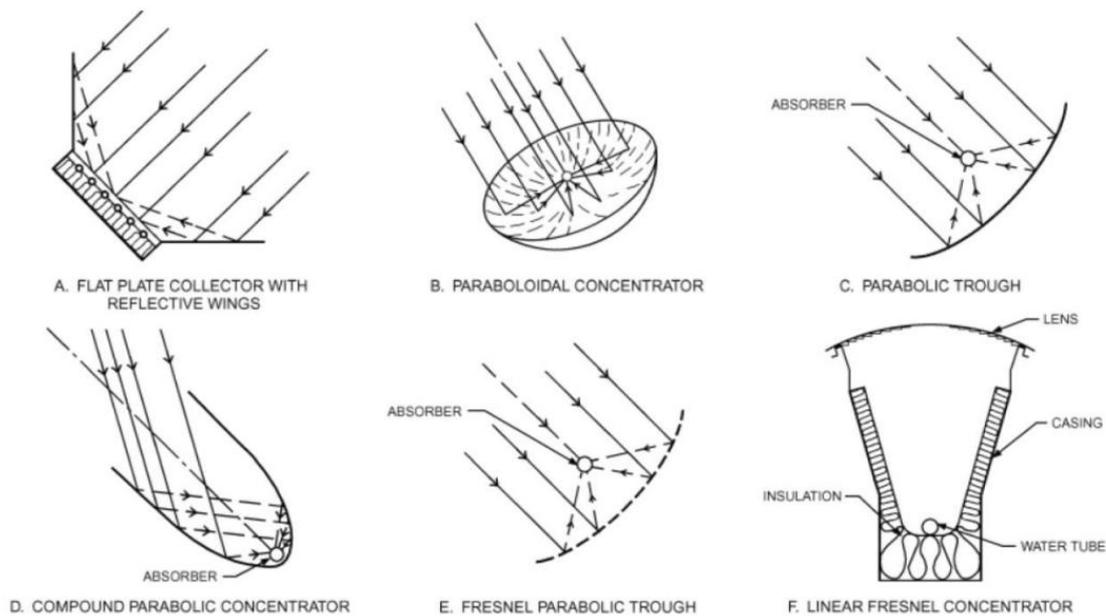
### 1.5 Collettori solari a media temperatura

Un sistema solare a concentrazione è composto principalmente da un sistema di concentrazione dei raggi solari, un sistema di assorbimento della radiazione concentrata ed un sistema di inseguimento solare.

La progettazione dei sistemi che attualmente sono commercializzati si basano essenzialmente sui principi di riflessione tramite specchi e rifrazione tramite lenti. Inoltre i sistemi di concentrazione possono essere distinti in due classi, sistemi imaging, che riproducono un’immagine della fonte luminosa e sistemi non-imaging, progettati per avere una concentrazione la più alta possibile.

**Tabella 1-3 Classificazione sistemi solari termici [14]**

<b>Principio fisico</b>	<b>Sistemi Imaging</b>	<b>Sistemi Non Imaging</b>
<b>Riflessione</b>	Collettori parabolici lineari Collettori parabolici a disco Sistemi Riflettori di Fresnel Impianti a torre centrale	Compound Parabolic Concentrator (CPC)
<b>Rifrazione</b>	Rifrazione Lenti di Fresnel	Lenti di Fresnel Non-imaging



**Figura 1-8 Tipologie di collettori a concentrazione [15]**

Un altro elemento caratteristico dei collettori solari a concentrazione è il rapporto di concentrazione, che è definito come il rapporto tra la superficie di captazione della radiazione solare (l'apertura del collettore) e la superficie del sistema di assorbimento.

I collettori a concentrazione hanno i seguenti vantaggi rispetto ai collettori piani convenzionali:

- In un sistema a concentrazione il fluido di lavoro può raggiungere temperature più elevate rispetto ad un sistema piano con la stessa superficie di captazione.
- L'efficienza termica è più elevata grazie alla ridotta perdita termica relativa alla superficie del ricevitore.
- La superficie riflettente richiede meno materiale ed ha una struttura più semplice rispetto ad un collettore piano.
- La possibilità di posizionare il sistema fuori fuoco permette di "spegnere" il sistema, e quindi di controllare le temperature di lavoro.

Per contro, presentano i seguenti svantaggi:

- I sistemi a concentrazione sfruttano sostanzialmente solo la radiazione solare diretta, raccogliendo una minima percentuale di radiazione diffusa (in funzione del rapporto di concentrazione).
- È necessario fornire ai collettori un sistema di inseguimento del sole, elemento assente nei collettori piani.

- Le superfici riflettenti presentano un graduale peggioramento delle prestazioni ottiche con il tempo, dovuto principalmente alla sporcizia depositata ed è quindi richiesta una maggiore manutenzione rispetto ai collettori piani.
- Il raggiungimento di elevate temperature, nonostante i notevoli vantaggi termodinamici, rende necessari accorgimenti riguardo la resistenza della struttura a pressione e l'accumulo di calore a temperature più elevate, con conseguenti implicazioni economico/tecnologiche.

L'intervallo tra gli 80 ed i 250°C è ottenibile da collettori a bassa e media temperatura [16], [17], dai collettori stazionari ad alta efficienza con tubi sottovuoto (ETC) o i Compound Parabolic Collectors (CPC), per un range 80-120°C, infine i collettori a media concentrazione ad inseguimento; ovvero i sistemi FRESNEL piani o i più diffusi parabolici lineari, Parabolic Trough Collectors (PTC), adatti a temperature tra i 100 e i 500°C.

I PTC sono, in questo momento, la tecnologia solare a media temperatura più promettente [16], grazie alla maggiore esperienza sia in termini di ricerca che di prodotti industriali presenti sul mercato.

### 1.5.1 Collettori parabolici lineari (PTC)

Solitamente costruiti in moduli, fissati da semplici basamenti di cemento armato, o fondazioni a viti, i concentratori parabolici lineari permettono di raggiungere temperature fino ai 550 °C.

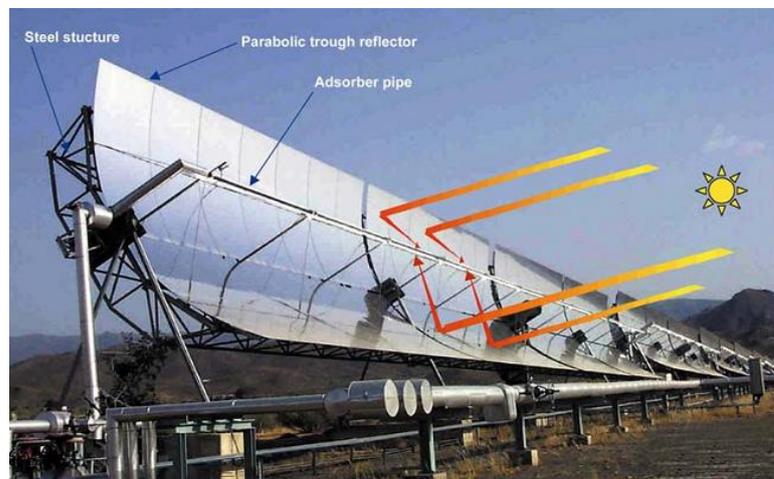


Figura 1-9: collettore Flagsol SKAL-ET 150 [22] [23]

Sono ottenuti attraverso la piegatura a forma di parabola di un foglio di materiale riflettente. Un tubo metallico nero, coperto da un tubo di vetro, è posizionato lungo la linea focale del ricevitore e funziona da assorbitore. Quando la parabola è puntata

verso il sole, i raggi del sole entranti nell'apertura della parabola, sono riflessi dal ricevitore verso l'assorbitore che ne converte l'energia in calore e la trasferisce al fluido termovettore che scorre al suo interno. L'assorbitore viene normalmente rivestito con una vernice selettiva che permette un'alta assorbanza per la radiazione solare e una bassa emittanza, questo per ridurre al minimo le perdite per irraggiamento. L'assorbitore è solitamente coperto da un tubo di vetro in modo da ridurre le perdite convettive, questo comporta, di contro, una ridotta quantità di radiazione assorbita a causa della propria trasmittanza, pari a circa 0.9 quando il vetro è pulito. Solitamente il vetro ha un rivestimento antiriflettente per aumentarne la trasmittanza. In alcuni modelli l'assorbitore è coperto da una camicia sottovuoto, per ridurre maggiormente le perdite convettive.

Il collettore può essere orientato in direzione est-ovest, seguendo il sole da nord a sud, con il vantaggio che sono necessari solo piccoli aggiustamenti durante la giornata per mantenere il sistema in fuoco ed il collettore si affaccia con la massima apertura verso il sole a mezzogiorno, per contro si ha una sensibile riduzione delle prestazioni del collettore durante le prime e le ultime ore della giornata, a causa del grande angolo di incidenza. Il collettore può essere orientato anche in direzione nord-sud, seguendo il sole da est a ovest, si avranno le massime perdite a mezzogiorno e le minime perdite nelle prime e nelle ultime ore della giornata. Considerando l'energia raccolta durante tutto l'arco di un anno, un orientamento nord-sud permette di raccogliere leggermente più energia rispetto ad un orientamento est-ovest, in particolare assorbe molta più energia d'estate e molta meno in inverno, mentre un orientamento est-ovest ha un andamento più costante durante l'anno.[20] La scelta dell'orientamento dipende quindi dall'applicazione e deve essere valutata caso per caso.

## **1.6 Energy Box, intervento proposto**

L'efficienza energetica di un sistema di solar cooling non dipende solo dalla massima efficienza dei singoli componenti che costituiscono l'impianto, ma sia dalla loro interazione che dall'interazione con l'utenza. Molti impianti hanno carenze nella loro progettazione idraulica e nelle strategie di controllo che vengono utilizzate. La progettazione del campo solare deve garantire la stessa portata attraverso le diverse stringhe di collettori e deve essere a prova di stagnazione, in generale questa è un'accortezza che nasconde maggiore difficoltà rispetto ai sistemi utilizzati per la produzione di acqua calda in funzione della maggiori temperature necessarie per il funzionamento delle macchine ad assorbimento. Un controllo della temperatura del fluido termovettore che alimenta il chiller permette al sistema di inseguire la reale richiesta energetica dell'utenza ed è in grado di aumentare le prestazioni complessive dell'impianto ma richiede un controllo sofisticato, che in generale diviene più sensibile

al malfunzionamento. Una gestione delle inerzie termiche del sistema permette di incrementare l'efficienza complessiva del sistema ma, anche questo aspetto, aumenta la complessità del controllo. E' inoltre necessario trovare, per il sistema di controllo, il miglior compromesso tra complessità ed efficienza. In generale un maggiore impegno per la progettazione e la pianificazione del sistema è necessario a causa della maggiore complessità che hanno questo genere di impianti rispetto agli impianti convenzionali. E' importante verificare tutte le possibili condizioni di funzionamento. Per rilevare problemi quali, ad esempio, la carica del serbatoio di accumulo con il calore proveniente dal backup od il continuo funzionamento della torre di raffreddamento. Infine, un sistema di monitoraggio automatico e continuo è preferibile in quanto permette di rilevare malfunzionamenti o problemi legati al controllo. Questo, che è uno standard per i grandi impianti tecnici oggi, è da considerarsi ragionevole per gli impianti di solar cooling. Inoltre l'assenza di standardizzazione in termini di schemi idraulici, linee guida di progettazione o semplici tool di progettazione aumenta l'incertezza in un contesto variegato e così scarsamente normato. In funzione di questi aspetti l'attività di ricerca è stata dunque, la progettazione di un sistema pre-ingegnerizzato per impianti di solar cooling nelle taglie al di sotto dei 20 kW frigoriferi, che avesse le seguenti caratteristiche:

- Realizzazione di una macchina flessibile, adattabile alla più generica condizione di utilizzo
- Realizzazione di un dispositivo di facile installazione
- Possibilità di installazione in applicazioni SHC diverse, con particolare attenzione agli impianti SHC che utilizzano collettori solari di media temperatura anche con generazione diretta di vapore (DSG)
- Possibilità di gestire diversi fluidi termovettori
- Sistema di monitoraggio univoco per diverse tipologie di applicazioni SHC
- Sistema di controllo configurabile con un approccio plug and play all'installazione

## 2 Sviluppo e test di una macchina ad assorbimento NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O

La tecnologia di assorbimento NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O è stata selezionata per eseguire questo studio nonostante il COP<sub>thermal</sub> risulti inferiore rispetto ad una macchina H<sub>2</sub>O/LiBr, in funzione delle sue caratteristiche di temperatura fornita sul lato dissipazione. La macchina ad assorbimento scelta per il progetto d'integrazione con un impianto di Solar Cooling è la GAHP W Water-Water Version (Gas absorption heat pump). La caldaia-refrigeratore ad assorbimento GAHP-W è un'unità funzionante a metano/GPL che, utilizzando un ciclo ad assorbimento con condensazione ed evaporazione ad acqua, produce contemporaneamente acqua calda fino a 65°C e acqua refrigerata fino a 5°C. In accordo con i dati di targa il chiller ha bisogno di un input termico di 25,5 kW per ottenere un output di 17 kW frigoriferi e 38 kW caldi ottenendo così un COP<sub>thermal</sub> di 0,67.



COMBINED HEATING AND COOLING SYSTEM PERFORMANCES - GAHP-W (WATER-WATER Version)													
Water temperature inlet evaporator		Water temperature outlet from condenser											
		25°C		30°C		40°C		50°C		60°C		65°C	
		ΔT=10°C				ΔT=15°C				ΔT=20°C			
		P <sub>H</sub>	P <sub>C</sub>	P <sub>H</sub>	P <sub>C</sub>	P <sub>H</sub>	P <sub>C</sub>	P <sub>H</sub>	P <sub>C</sub>	P <sub>H</sub>	P <sub>C</sub>	P <sub>H</sub>	P <sub>C</sub>
6°C	ΔT=3°C	41.7	19.0	41.6	18.5	40.6	17.5	36.6	14.2	34.5	12.1	33.4	11.2
10°C	ΔT=5°C	42.0	19.1	41.8	18.8	41.3	18.2	38.8	16.0	36.7	14.6	35.5	13.4
12°C		42.0	19.1	41.8	18.8	41.4	18.4	39.5	16.8	37.8	15.6	36.6	14.5
15°C		42.0	19.1	41.8	18.8	41.5	18.7	40.3	17.7	39.1	16.7	38.0	15.4
20°C		42.0	19.1	41.8	18.8	41.5	18.8	40.9	18.3	40.3	17.8	39.4	17.0
45°C		-	-	-	-	-	-	40.9	18.3	40.7	18.1	40.2	17.6

P<sub>H</sub> = Heating output (kW) P<sub>C</sub> = Cooling output (kW) ■ Performances according to the unit nominal conditions

Figura 2-1 Chiller Robur GAHP\_W (Water-Water Version)

Il refrigeratore è stato sviluppato ed ottimizzato per funzionare con un bruciatore a fiamma diretta, quindi è necessario andare a riprogettare il desorber apportando alcune modifiche per poter utilizzare la macchina con i fluidi termovettori compatibili con gli impianti di solar cooling.

In questo contesto la nostra attività è stata:

- riprogettazione del desorber della macchina ad assorbimento  $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$  ROBUR GAHP W;
- progettazione dei componenti accessori, necessari al funzionamento della macchina modificata,
- progettazione e realizzazione di un banco prova per testare le performance della macchina modificata;
- programmazione ed esecuzione di una campagna di test volta alla mappatura completa delle performance della macchina nelle sue differenti condizioni di funzionamento.

## 2.1 Il desorber non modificato

Nella soluzione originale, il desorber è composto da un cilindro ricoperto da delle alettature circolari orizzontali con passo di 3 mm ed un'alettatura elicoidale con passo di 40 mm che funge anche da distanziale per la camicia esterna.

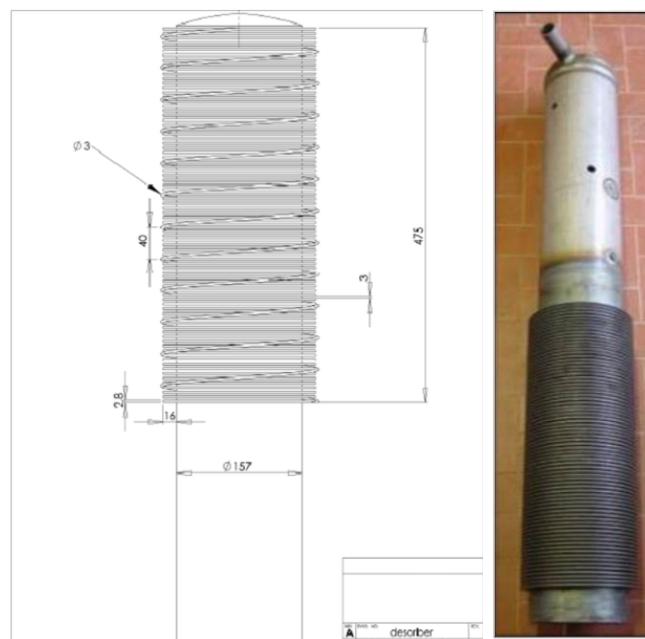


Figura 2-2 Desorber Robur GAHP\_W (Water-Water Version)

I primi test, sono stati effettuati nell'ambito del progetto Europeo FP6-REACT[24] utilizzando lo stesso desorber della macchina alimentata a fiamma diretta, ma alimentando il chiller con:

- olio diatermico a 210 °C, ottenendo una potenza frigorifera di circa 10 kW frigoriferi (ben al di sotto dei 17 ottenuti a fiamma diretta);
- vapore saturo a 190° C, ottenendo una potenza frigorifera di circa 12 kW.

Precedenti studi effettuati da CREAR-UNIFI (durante il progetto FP6-REACT INCO-CT-2003-015434-REACT) hanno dimostrato che l'uso di olio diatermico, che permette di raggiungere elevate temperature a pressioni relativamente modeste rispetto all'uso di vapore acqueo, non assicura un efficiente scambio termico. Inoltre, altri studi [24] hanno evidenziato come l'uso di vapore come fluido termovettore nel refrigeratore ROBUR comporta alcuni problemi con l'efficienza dello scambio termico, che è strettamente legata con la geometria del desorber.

I maggiori problemi riscontrati riguardano:

- la mancanza di un accumulo della condensa o di un sistema per la rimozione della stessa in quanto il condensato che si accumula al livello della base del desorber influenza l'efficienza dello scambio termico.
- Il vapore condensato scorrendo entro gli interstizi tra le alette ed il contenitore potrebbe influire sullo scambio termico fungendo da barriera termica.

## 2.2 Analisi di sensibilità

Si è sviluppato, in collaborazione con il gruppo di ricerca [31], un modello matematico per eseguire un'analisi di sensibilità sull'efficienza dello scambio termico in funzione della geometria. La soluzione adottata prevede la sostituzione dell'alettatura elicoidale e l'inserimento di una alettatura verticale sul desorber che non funga da ostacolo per l'evacuazione del condensato e che sia ottimizzata per favorire lo scambio termico. Si è analizzata la sensibilità del sistema al variare dei parametri:

- 1)  $L_{\text{aletta}}$  - Lunghezza aletta in direzione radiale
- 2)  $S_{\text{aletta}}$  - Spessore aletta in direzione tangenziale
- 3)  $N_{\text{alette\_est}}$  - Numero alette utilizzate per il calcolo della potenza trasmessa
- 4)  $T_{\text{h20nh3}}$  - Temperatura miscela acqua-ammoniaca

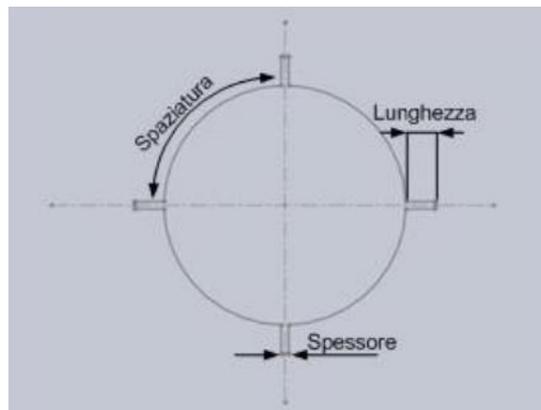


Figura 2-3 Parametri utilizzati nelle simulazioni

Per affrontare la progettazione si sono individuati i seguenti indicatori:

- 1)  $R$  - efficienza dell'aletta
- 2)  $Pot_{alette\_est}$  - Potenza termica totale trasmessa dal vapore alla miscela bifasica acqua-ammoniaca
- 3)  $T_{aletta}$  - Temperatura aletta in condizioni stazionarie.

Di seguito si riporta sensibilità del sistema al variare di ogni parametro valutato singolarmente.

### Influenza della lunghezza in senso radiale dell'aletta

La lunghezza influisce notevolmente ai fini della potenza termica trasmessa dal vapore alla miscela bifasica acqua-ammoniaca. Fino a un valore di circa 6 mm l'aumento dell'efficacia dell'alettatura risulta essere significativo oltre si può osservare un appiattimento della curva che porta a scartare l'eventuale soluzione dell'allungamento delle alette e modifica della geometria del mantello esterno del desorber (Figura 2-4 e Figura 2-5).

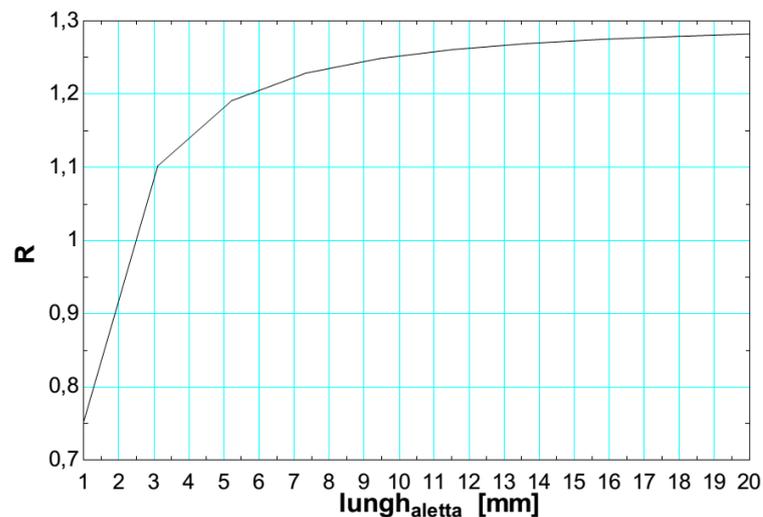


Figura 2-4 Efficienza in funzione della lunghezza delle alette

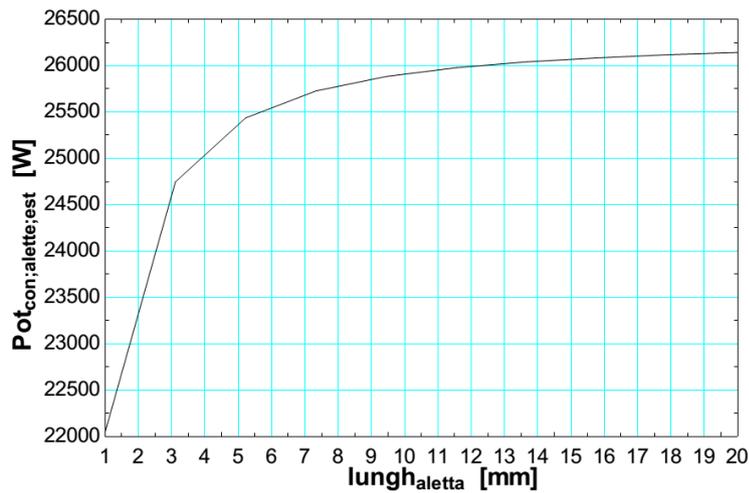


Figura 2-5 Potenza scambiata in funzione della lunghezza delle alette

### Influenza dello spessore dell'aletta

L'aumento dello spessore provoca una diminuzione del numero massimo di alette implementabili ed una diminuzione del rapporto superficie scambio convettivo aletta su superficie alla base dell'aletta. Ne consegue una diminuzione dell'efficacia  $R$  dell'aletta stessa e quindi una diminuzione della potenza termica trasmessa. Si dovrà procedere nella direzione d'inserimento del maggior numero di alette con spessore minimo imposto dai limiti tecnologici presenti. Nei seguenti grafici s'illustra la sensibilità del sistema al variare dello spessore dell'aletta (Figura 2-6 e Figura 2-7).

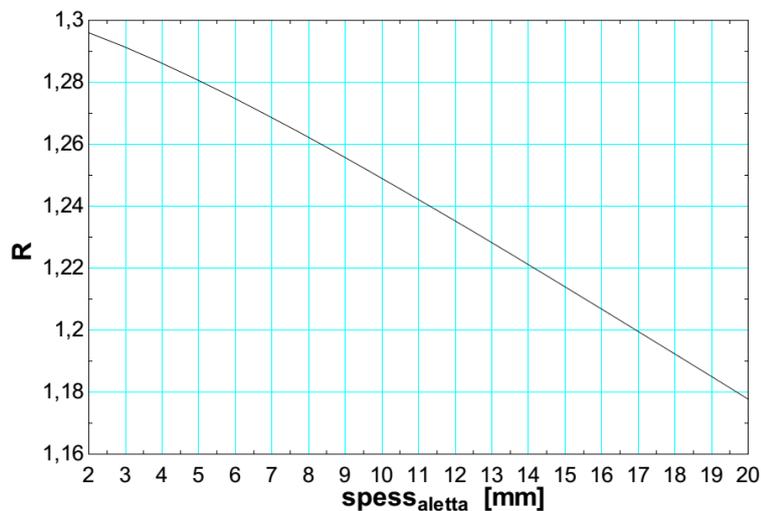
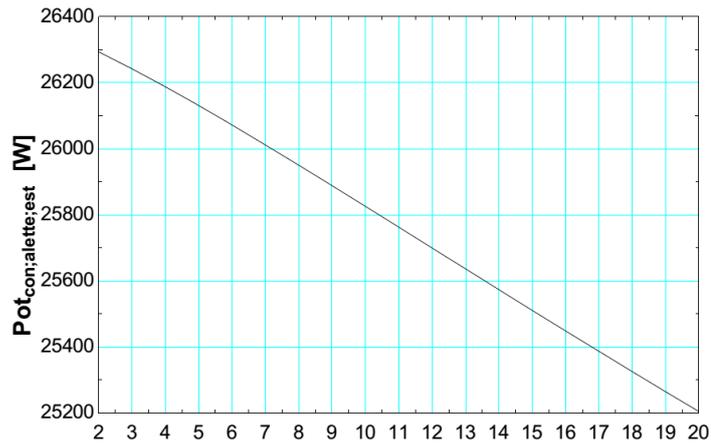


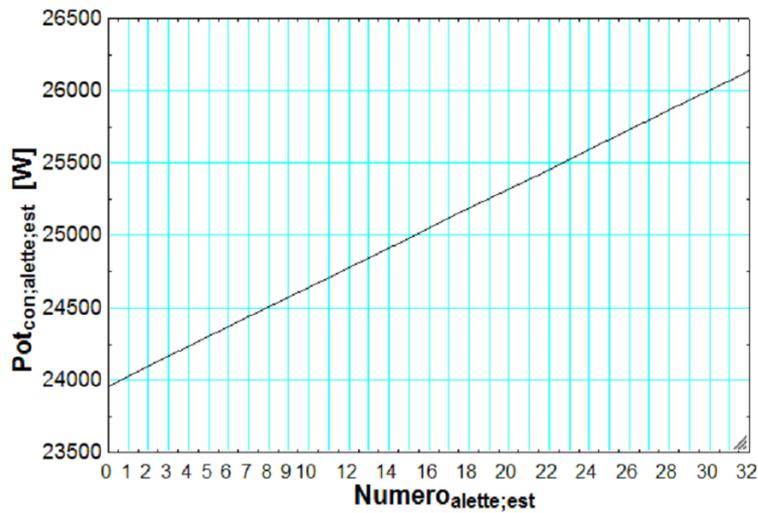
Figura 2-6 Efficienza in funzione dello spessore delle alette



**Figura 2-7 Potenza scambiata in funzione dello spessore delle alette**

Influenza del numero delle alette

Il numero di alette dipende dallo spessore minimo tecnologicamente raggiungibile. L'aumento del numero di alette comporta una costante crescita dell'efficienza dello scambio termico (Figura 2-8).



**Figura 2-8 Potenza scambiata in funzione del numero delle alette**

Pertanto, i risultati indirizzano la progettazione verso un desorber con il più alto numero di alette possibile aventi lo spessore minimo tecnologicamente disponibile.

### Influenza della temperatura interna della miscela bifasica acqua-ammoniaca

La temperatura della miscela all'interno del desorber influisce fortemente sull'efficienza dello scambio termico. Il calore scambiato è direttamente proporzionale alla differenza tra la temperatura del vapore condensante e la temperatura della miscela bifasica acqua-ammoniaca, per contro l'efficienza dell'aletta diminuisce (anche se in maniera poco significativa) con l'aumento della temperatura della miscela poiché, all'aumentare della temperatura della miscela acqua-ammoniaca, diventa più importante lo scambio termico convettivo della superficie nello spazio non occupato dall'aletta (Figura 2-9 Figura 2-10).

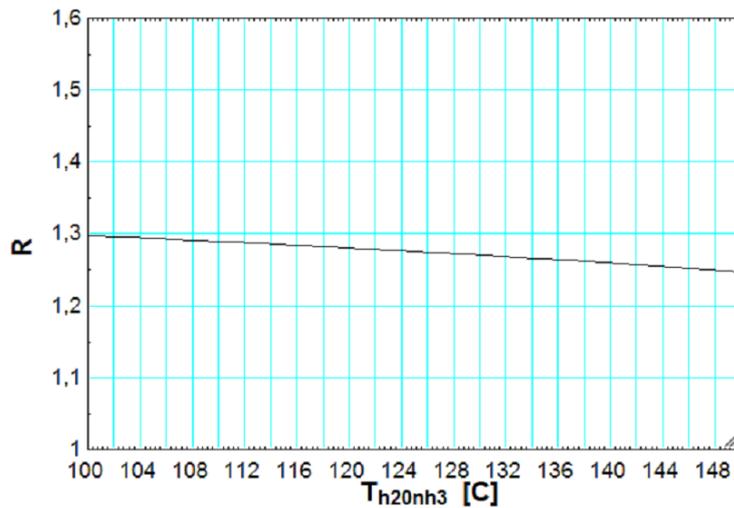


Figura 2-9 Efficienza delle alette in funzione della temperatura della miscela acqua-ammoniaca

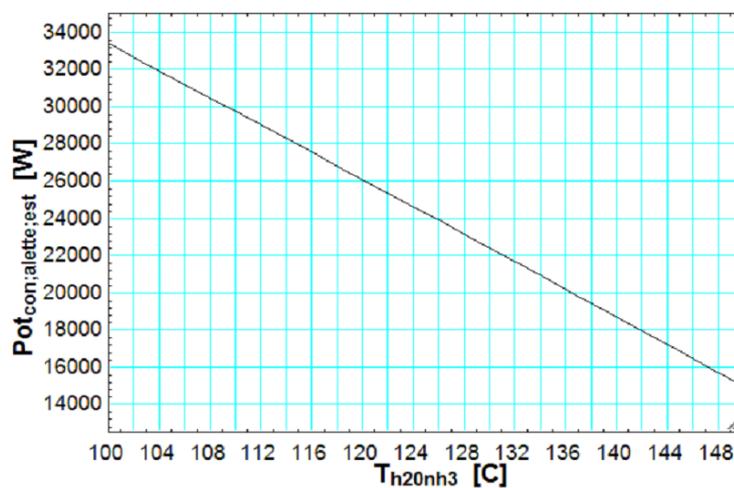


Figura 2-10 Potenza scambiata in funzione della temperatura della miscela acqua-ammoniaca

### 2.3 Il desorber modificato

Sono state disposte 32 alette di un'altezza pari a 17 millimetri. La camicia esterna è stata realizzata con due parti flangiate (PN200, DN25) saldate rispettivamente sulle due parti di mantello, a causa delle limitazioni imposte dal produttore. Al desorber è stato poi applicato un trattamento superficiale di nichelatura per aumentarne la resistenza alla corrosione e la durezza superficiale. E' stata introdotta una struttura in grado di accogliere la parte inferiore del mantello e tutta la strumentazione ausiliaria. E' stata inoltre inserita una camera di calma per poter misurare il livello di condensato presente all'interno della macchina e quindi regolare l'accensione della pompa di estrazione condensa. Il dimensionamento di tutti i componenti strutturali è stato effettuato mediante simulazioni con il software Ansys.



Figura 2-11 Desorber con alette verticali, inserimento del desorber nella camicia esterna

• Desorber and Auxiliaries Modeling

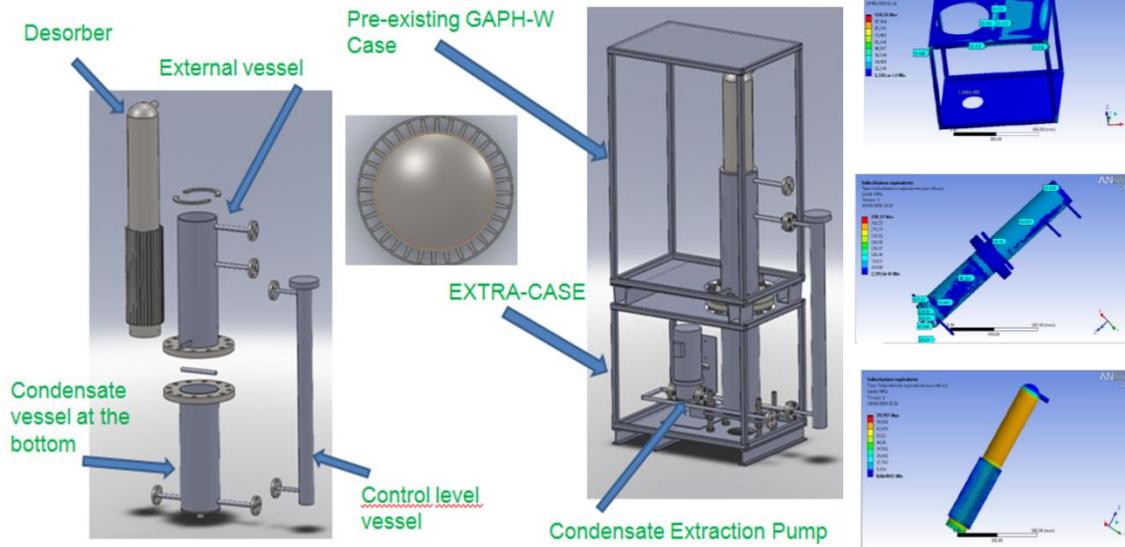


Figura 2-12 Progettazione del GAPH-W modificato e dei suoi componenti accessori



Figura 2-13 Desorber modificato installato all'interno del GAPH-W.

## 2.4 Il banco prova

Definite le nuove geometrie del desorber e delle strutture a esso connesse si è passati allo sviluppo di un banco di prova atto a simulare il funzionamento della macchina Robur modificata, in cui la generazione del vapore, che in un impianto di solar cooling avviene con collettori solari, avviene grazie ad un generatore di vapore elettrico. La macchina Robur modificata con il nuovo mantello oltre a essere allacciata al generatore di vapore attraverso una via di mandata ed una di ritorno del condensato, è inoltre collegata a un circuito di dissipazione a quattro vie atto allo smaltimento dei carichi termici generati dalla macchina sia sul lato caldo (condensatore ed assorbitore) che su quello freddo (evaporatore). Il banco prova in particolare prevede l'utilizzo di condotte da mezzo pollice e collegamenti con flange piane in acciaio DN15 PN16. L'uscita del vapore dal generatore è indirizzata verso un separatore di condensa atto a mandare al desorber vapore in condizione di saturazione. Interposto tra i due sistemi, è stata prevista una valvola pneumatica servo controllata da un comando in retroazione PID comandato da un trasduttore di pressione posto immediatamente a valle della valvola. Si vuole così poter controllare in maniera esatta la pressione di mandata del vapore. La condensa separata dal vapore viene re immessa nel circuito di mandata del condensato e quindi al generatore di vapore, il vapore saturo è invece mandato al desorber, ne vengono misurate le grandezze caratteristiche con un misuratore di portata di tipo vortex, un trasduttore di pressione a membrana ed un sensore di temperatura termoresistivo a quattro fili. Nel mantello sono state inoltre previste due condotte atte a permettere l'installazione di un indicatore di livello. Sono effettuate inoltre misure di portata e temperatura sul lato freddo e caldo del circuito per una corretta valutazione del  $COP_{\text{thermal}}$  della macchina.

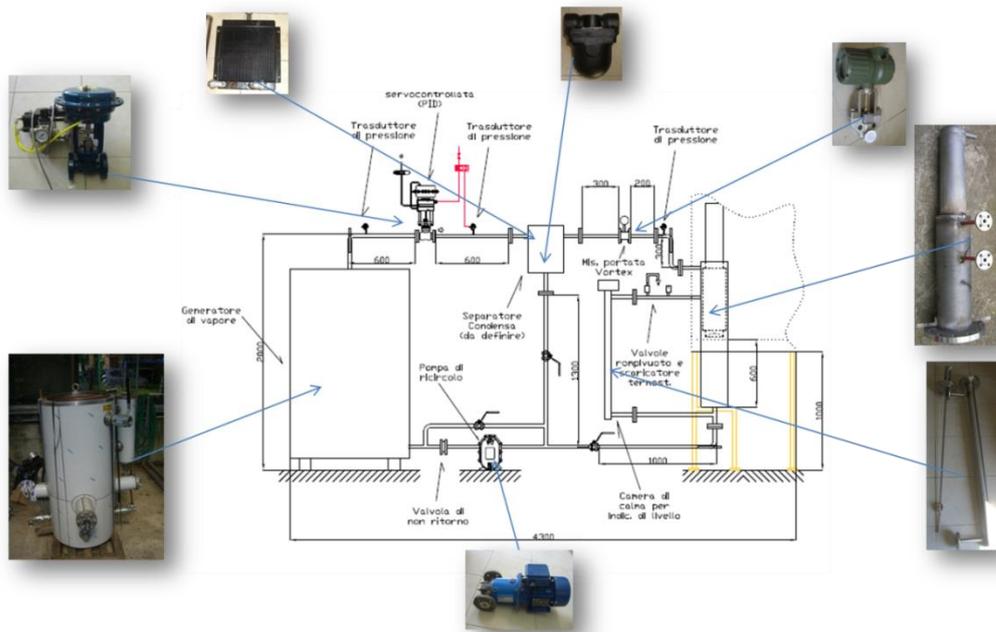


Figura 2-14 Layout del banco prova

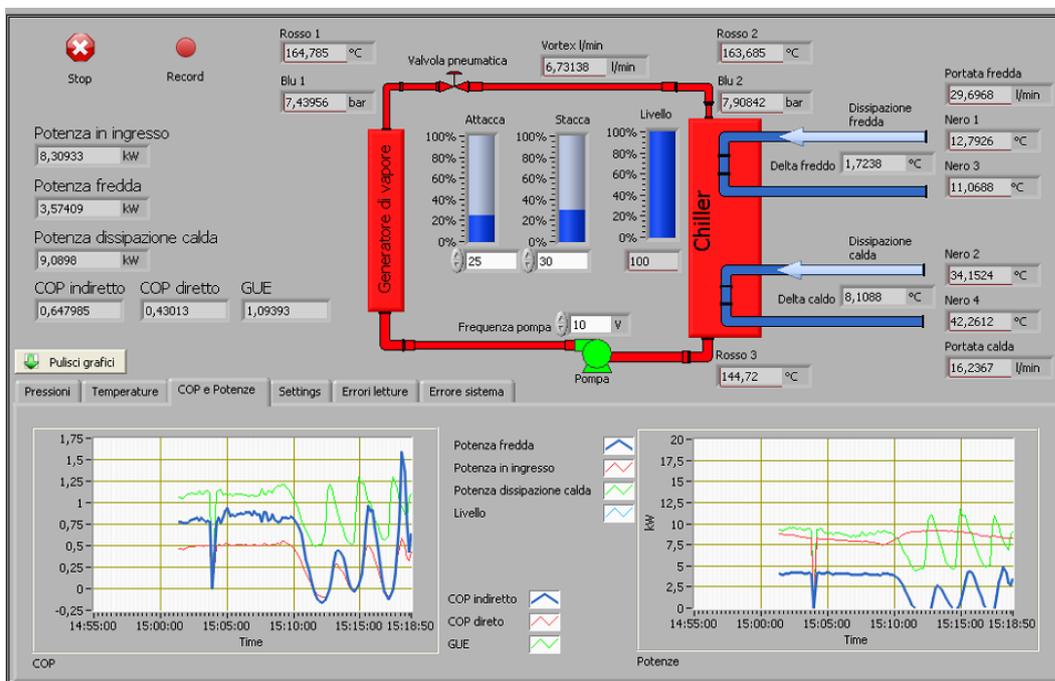


Figura 2-15 Software di acquisizione dati e controllo sviluppato appositamente per il banco prova

## 2.5 La procedura di test

I principali parametri che influenzano le prestazioni di chiller NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O sono la temperatura all'ingresso del generatore, la temperatura a cui viene dissipato il calore (acqua di raffreddamento all'ingresso del condensatore/assorbitore) e la temperatura dell'acqua refrigerata (all'evaporatore). Le prove sono state eseguite variando i parametri che influiscono sulle prestazioni della macchina.

I parametri considerati sono:

- Tgen – temperatura in ingresso al generatore
- Tin acqua di raffreddamento - temperatura in ingresso dell'acqua di raffreddamento
- Dt acqua di raffreddamento – differenza di temperatura in ingresso ed in uscita al condensatore/assorbitore
- Tin acqua refrigerata – temperatura in ingresso acqua fredda
- Dt acqua refrigerata – differenza tra temperatura in ingresso ed uscita all'evaporatore

Ciascun parametro è stato controllato in modo che durante il periodo di registrazione dati la macchina operasse in regime stazionario.

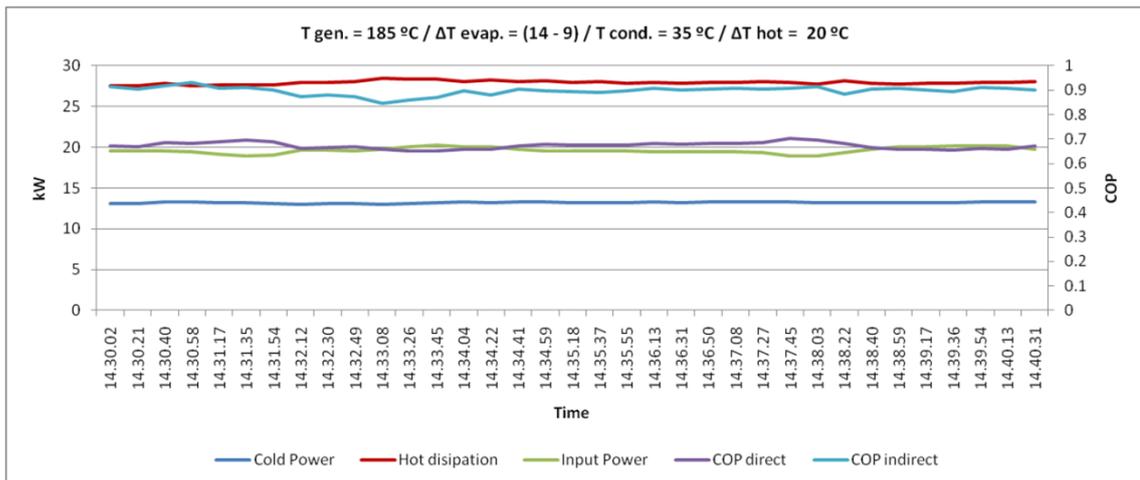


Figura 2-16 Condizione di regime

Per la campagna di prove con vapore si sono variati i parametri:

- Tgen - Temperatura in ingresso al generatore tra 130 °C e 185 °C
- Tin acqua di raffreddamento - Temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento tra 25 °C e 45 °C
- Dt acqua di raffreddamento - differenza di temperatura tra ingresso ed uscita al condensatore/assorbitore tra 10 °C e 20 °C

- Tin acqua refrigerata - temperatura in ingresso acqua fredda tra 14 °C e 10 °C
- Dt acqua refrigerata – differenza di temperatura tra ingresso ed uscita all'evaporatore 5 °C

Per la campagna di prove con acqua pressurizzata i parametri sono:

- Tgen - Temperatura in ingresso al generatore tra 140 °C e 160 °C
- Tin acqua di raffreddamento - Temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento tra 25 °C e 45 °C
- Dt acqua di raffreddamento - differenza di temperatura tra ingresso ed uscita al condensatore/assorbitore tra 10 °C e 20 °C
- Tin acqua refrigerata - temperatura in ingresso acqua fredda tra 14 °C e 10 °C
- Dt acqua refrigerata – differenza di temperatura tra ingresso ed uscita all'evaporatore -5 °C

Per ogni temperatura in ingresso al generatore Tgen nell'intervallo di prova, sono stati presi tre punti a diverse temperature in ingresso dell'acqua di raffreddamento. Di seguito si riportano, a titolo esplicativo, i risultati dei test con vapore saturo in ingresso al generatore ad una temperatura di 185 °C, Tin acqua di raffreddamento ( 25 – 45°C), Dt acqua di raffreddamento (10-20 °C), Tin acqua refrigerata (14 – 10°C).

In Tabella 2-1 e

Tabella 2-2 si riporta la lista completa dei test effettuati nelle due configurazioni di prova (vapore acqueo ed acqua pressurizzata) si può notare come la macchina sia stata testata per ogni temperatura di ingresso al generatore nelle stesse condizioni di temperatura al condensatore/assorbitore ed all'evaporatore.

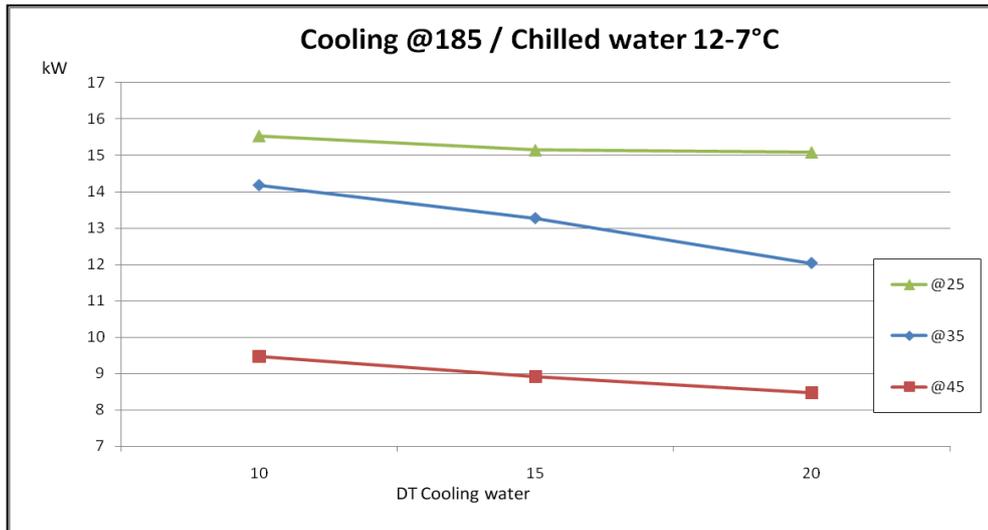


Figura 2-17 Potenza frigorifera - Temperatura al generatore 185 °C, Acqua refrigerata 12-7 °C

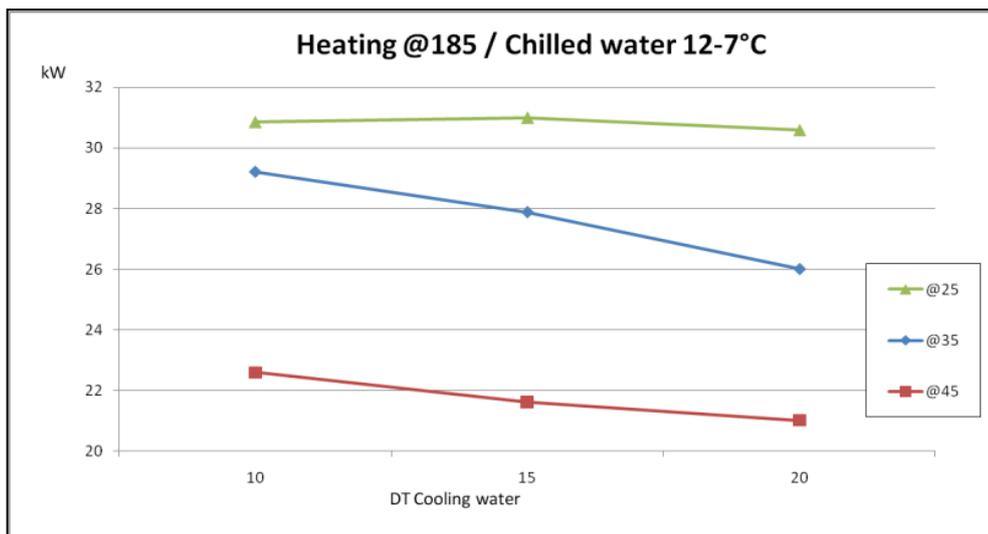


Figura 2-18 Potenza disponibile alla dissipazione - Temperatura al generatore 185 °C, Acqua refrigerata 12-7 °C

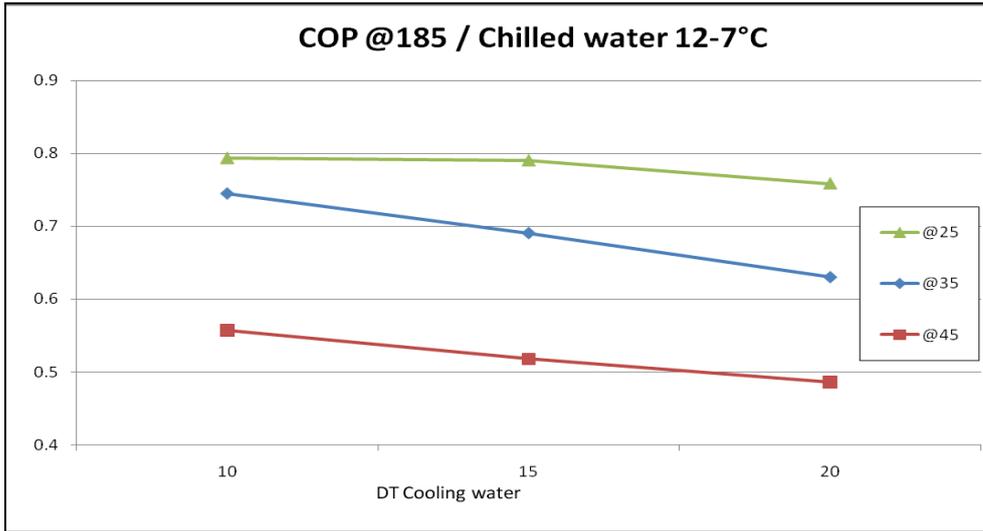


Figura 2-19 COP - Temperatura al generatore 185 °C, Acqua refrigerata 12-7 °C





## 2.6 I risultati sperimentali

Nelle Figura 2-20 Figura 2-21 e Figura 2-22 possiamo valutare le performance della macchina ad assorbimento sviluppata in termini di, potenza frigorifera erogata, potenza disponibile alla dissipazione ed infine di COP, in funzione della temperatura in ingresso al generatore. I risultati dei test mostrano come il chiller arrivi a produrre circa 15 kW frigoriferi quando alimentato con vapore saturo a 185 °C, con l'acqua refrigerata che entra all'evaporatore a 14 °C e l'acqua del circuito di dissipazione che raffredda l'assorbitore/condensatore a 24 °C. Il corrispondente COP è circa uguale a 0,8. Nella zona delle temperature in ingresso al generatore che variano tra i 175 °C ed i 185 °C si ha una certa uniformità di performance, questo candida l'intervallo di temperature con un ottimo punto di funzionamento in relazione all'accoppiamento della macchina con un campo solare. Si nota inoltre come la temperatura in ingresso sul lato dissipazione incida in maniera importante sulle performance della macchina (il COP, la potenza frigorifera erogata e la potenza disponibile alla dissipazione, diminuiscono di circa il 35% all'aumentare della • *Tin acqua di raffreddamento* dai 24 ai 45 °C). Questa ultima caratteristica evidenzia come sia delicato individuare il miglior punto di funzionamento della macchina in un contesto nel quale, oltre all'utenza frigorifera, si sia intenzionati a servire, con il lato dissipazione della macchina, una utenza calda di bassa temperatura.

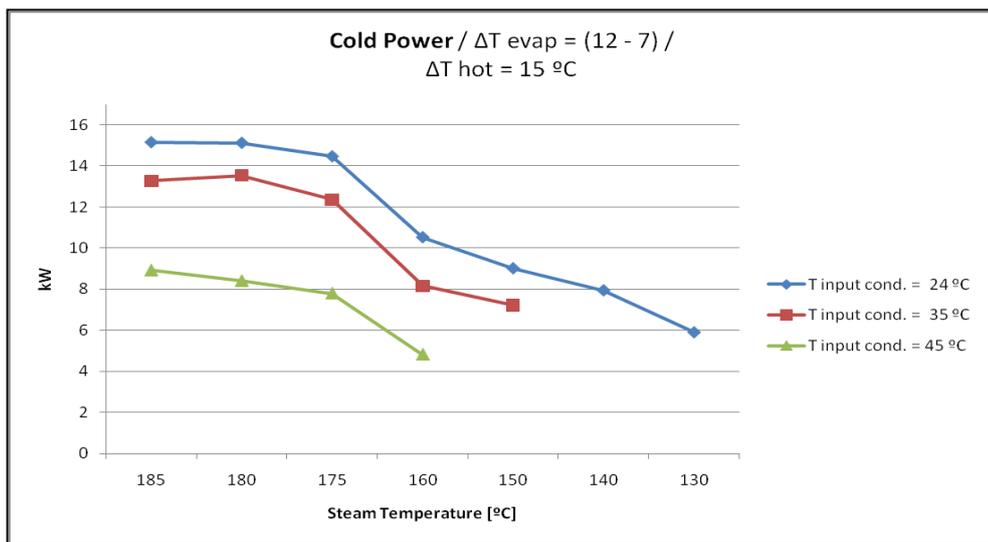
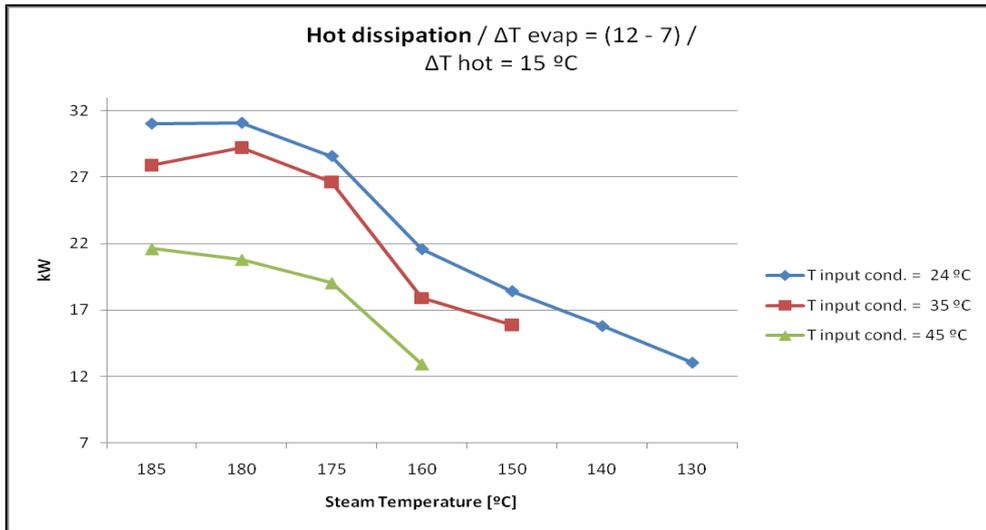
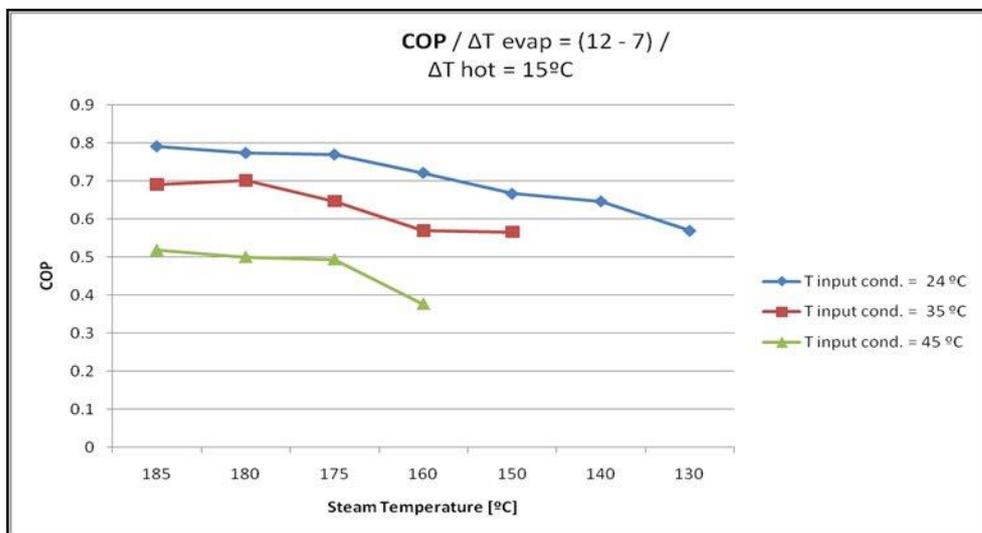


Figura 2-20 Potenza frigorifera - Temperatura al generatore 185 - 130 °C -- DT Acqua di raffreddamento 15 °C, Dt Acqua refrigerata -5 °C, Tin Acqua refrigerata 12°C



**Figura 2-21 Potenza disponibile alla dissipazione - Temperatura al generatore 185 - 130 °C, DT Acqua di raffreddamento 15 °C, Dt Acqua refrigerata -5 °C, Tin Acqua refrigerata 12°C**



**Figura 2-22 COP - Temperatura al generatore 185 - 130 °C, DT Acqua di raffreddamento 15 °C, Dt Acqua refrigerata -5 °C, Tin Acqua refrigerata 12°C**

Nelle Figura 2-23 Figura 2-24 e Figura 2-25 si possono valutare le performance della macchina alimentata a vapore saturo in funzione dei tre range di temperatura forniti all'utente fredda rispettivamente  $T_{\text{in chilled water}}$  14, 12, 10 °C con  $Dt_{\text{chilled water}}$  -5 °C. Le performance della macchina si riducono al diminuire della temperatura in ingresso all'evaporatore, in particolare possiamo notare come, fornendo energia

frigorifera nel range di temperature 14-9 °C, con una temperatura al generatore superiore ai 160 °C si riesca a mantenere un COP superiore allo 0.8.

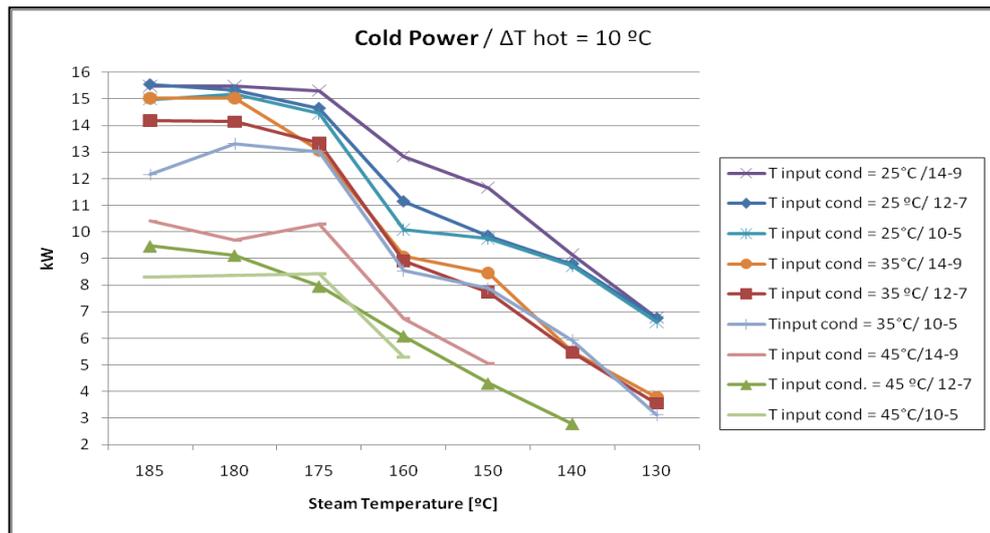


Figura 2-23 Potenza frigorifera - Temperatura al generatore 185- 130 °C, DT Acqua di raffreddamento 10 °C

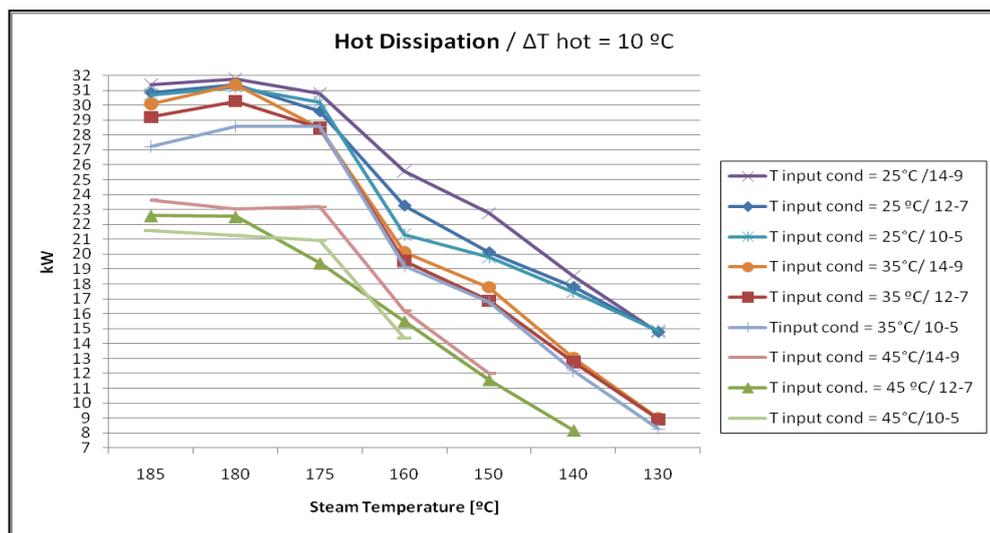
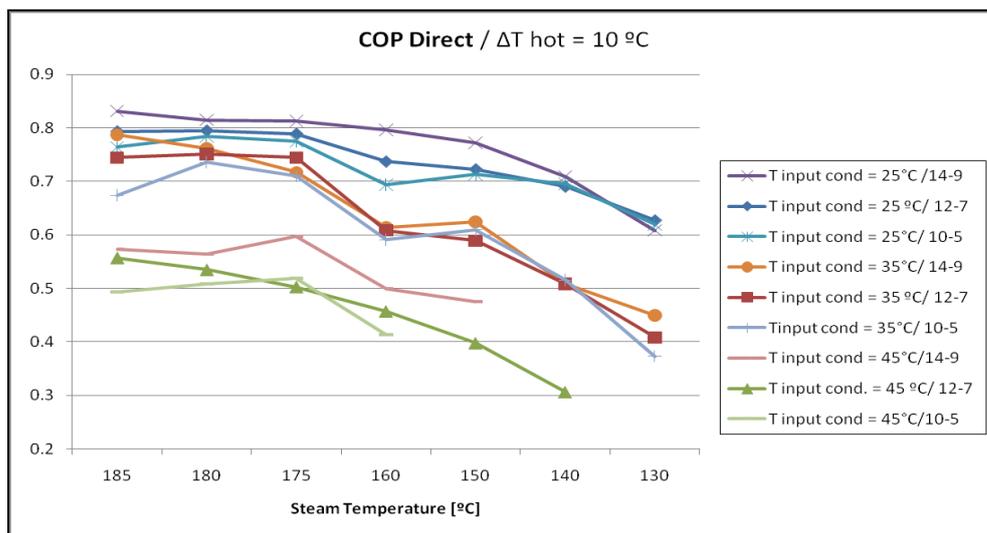


Figura 2-24 Potenza disponibile alla dissipazione - Temperatura al generatore 185 - 130 °C, DT Acqua di raffreddamento 10 °C



**Figura 2-25 COP - Temperatura al generatore 185 - 130 °C, DT Acqua di raffreddamento 10 °C**

Nelle Figura 2-26 Figura 2-27 e Figura 2-28 si può notare come le performance del chiller varino al variare del fluido termovettore utilizzato per alimentare le macchina. I tre fluidi messi a confronto sono:

- vapore saturo
- acqua pressurizzata
- olio diatermico

le condizioni di prova prevedono :

- Tin cooling water - 35 °C
- Dt cooling water - 10 °C
- Tin chilled water - 12 °C
- Dt chilled water – -5 °C

I risultati mostrano come il funzionamento della macchina con vapore saturo permettano un incremento delle performance di circa il 10% rispetto all'uso dell'acqua pressurizzata. Un incremento di performance ancora più evidente si ha confrontando il funzionamento con olio diatermico.

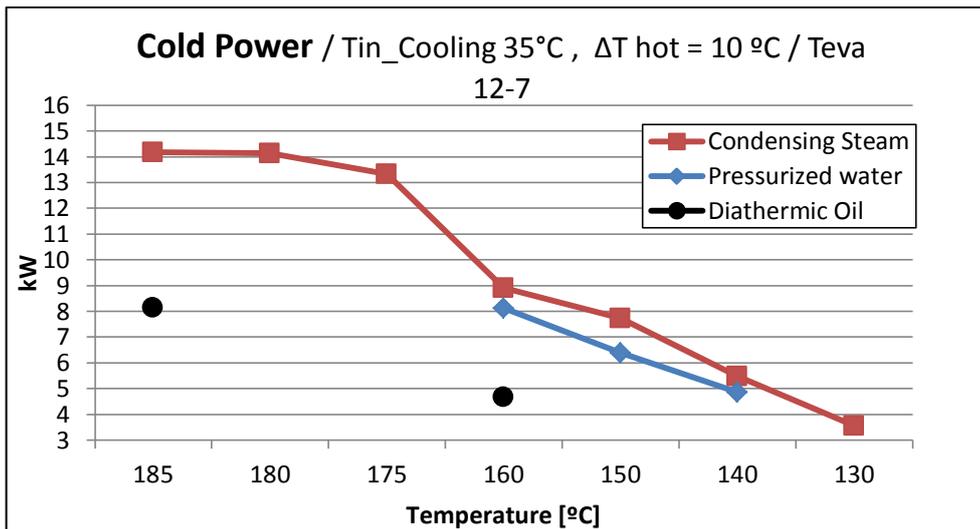


Figura 2-26 Potenza frigorifera – comparazione tra i diversi fluidi termovettori

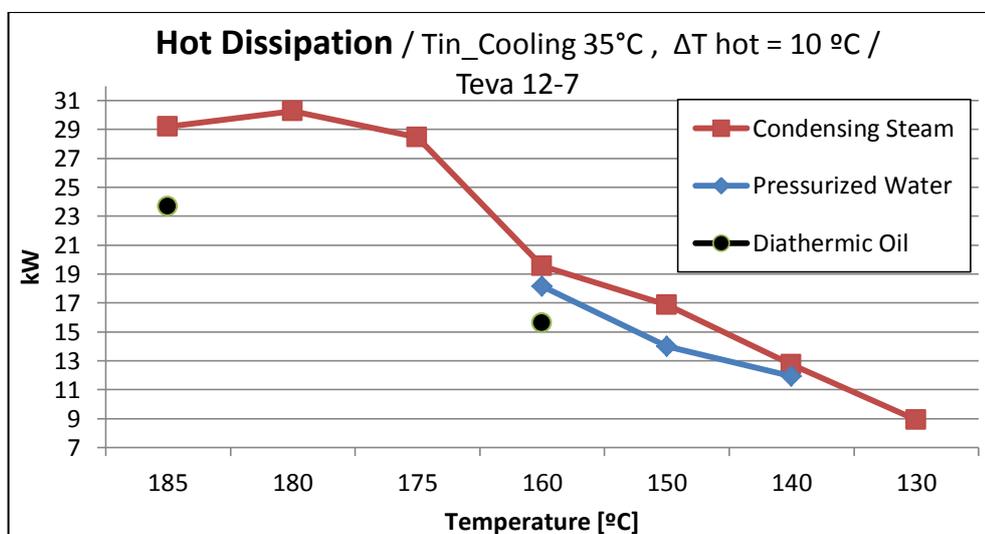


Figura 2-27 Potenza disponibile alla dissipazione - comparazione tra i diversi fluidi termovettori

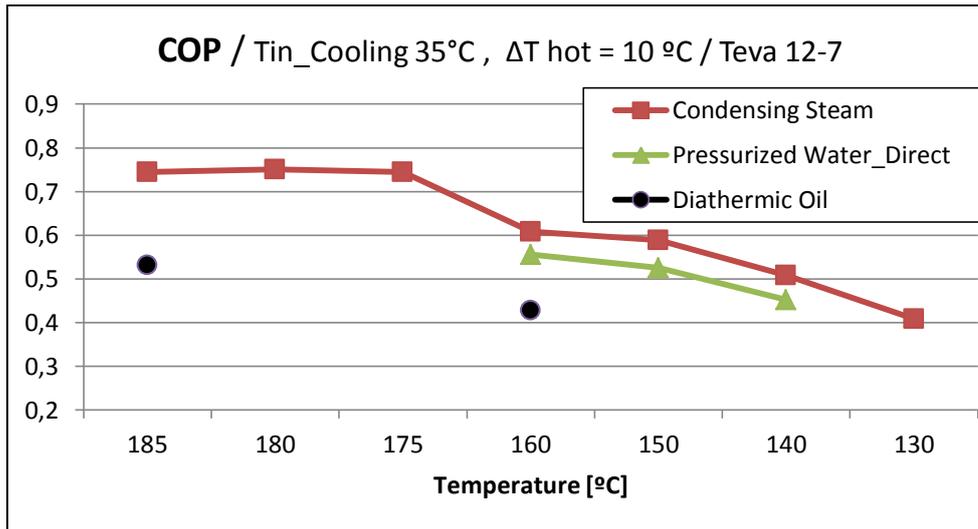


Figura 2-28 COP - comparazione tra i diversi fluidi termovettori

Nelle figure, Figura 2-31 Figura 2-30 e Figura 2-31 sono mostrate le performance del ROBUR GAPH-W non modificato, si può notare come il nostro intervento modificativo abbia accresciuto il COP, per le temperature di ingresso al generatore del vapore saturo al di sopra dei 170 °C, di circa il 10% mentre risulta ridotta la potenza frigorifera erogata di circa il 20% e la potenza dissipata risulta ridotta di circa il 25%.

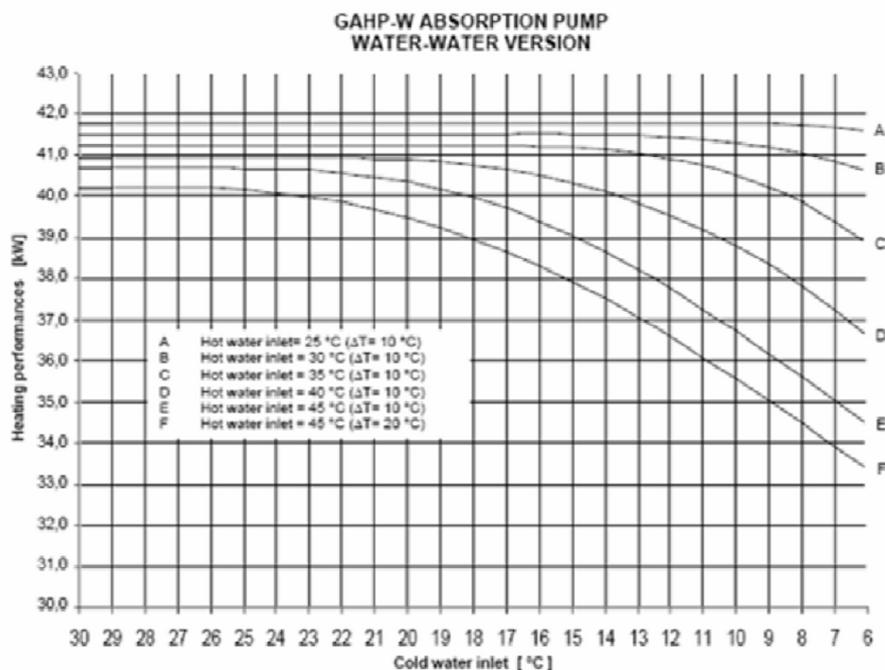


Figura 2-29 GAPH-W non modificato - Potenza disponibile alla dissipazione in funzione delle temperature, Tin chilled water e Tin cooling water con diversi Dt cooling water. Alimentato da un bruciatore a fiamma diretta.

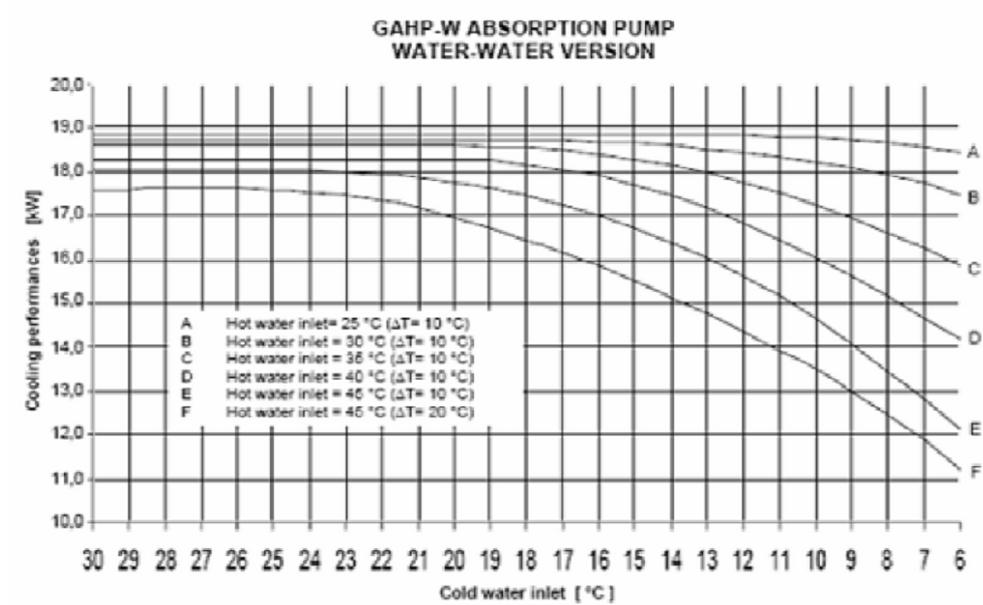


Figura 2-30 GAPH-W non modificato - Potenza frigorifera in funzione delle temperature,  $T_{in}$  chilled water e  $T_{in}$  cooling water con diversi  $Dt$  cooling water. Alimentato da un bruciatore a fiamma diretta.

### COP

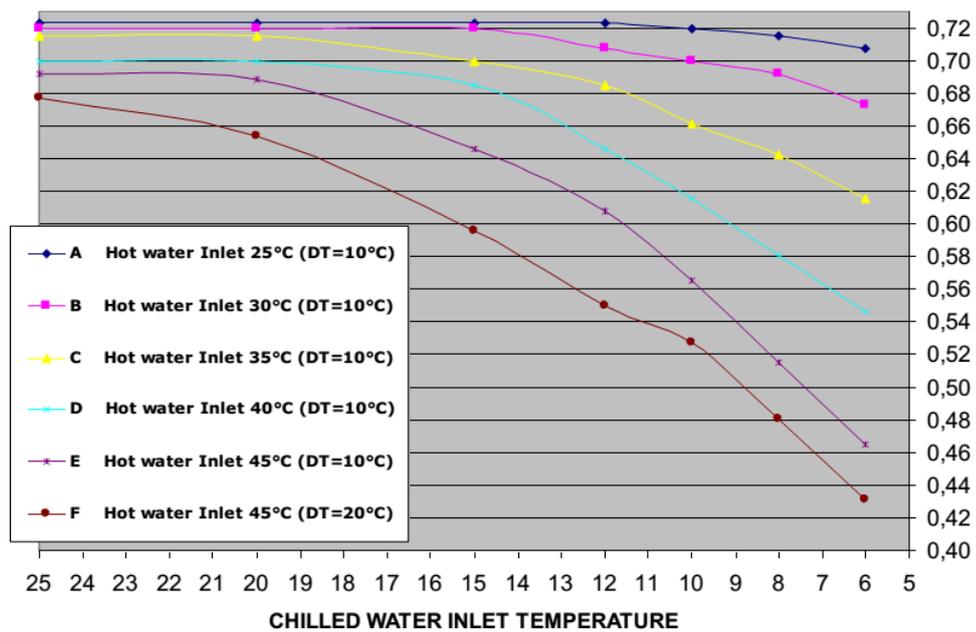


Figura 2-31 GAPH-W non modificato - COP in funzione delle temperature,  $T_{in}$  chilled water e  $T_{in}$  cooling water con diversi  $Dt$  cooling water. Alimentato da un bruciatore a fiamma diretta.

### 3 Energy Box

Uno degli obiettivi principali del nostro progetto di ricerca è quello di elaborare un dispositivo preindustriale; si vuole quindi realizzare una macchina, per il mercato del raffrescamento solare, rivolta ad applicazioni residenziali o piccoli siti commerciali (impianti di piccola taglia, 5-20 kW frigoriferi). Il componente elaborato è l'Energy Box, un sistema pre-ingegnerizzato per la gestione, il monitoraggio ed il controllo di tutti i flussi energetici coinvolti in un'installazione SHC. Questo dispositivo consente di superare uno dei principali ostacoli tecnici che la tecnologia SHC incontra nella sua penetrazione all'interno del mercato di riferimento: la mancanza di schemi idraulici ed elettrici standardizzati. Inoltre, tale sistema preconfezionato può essere installato da professionisti del settore del riscaldamento ed idraulici senza richiedere un'attività di progettazione dedicata caso per caso. L'Energy Box è pensato per adattarsi a diverse realtà, dai sistemi che comprendono piccoli refrigeratori ad assorbimento ed un numero limitato di sistemi ed utenze, fino a configurazioni complesse, sviluppate in copresenza di diverse fonti rinnovabili e con una elevata complessità dei flussi energetici sul lato utente.

L'Energy Box è essenzialmente diviso in tre parti principali: il circuito idraulico, il circuito elettrico e la parte elettronica (Figura 3-1).

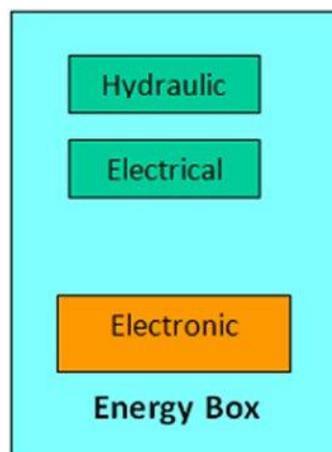


Figura 3-1 Il concetto Energy Box

I tre componenti sono concettualmente raggruppati, ma possono essere fisicamente separati e collocati in diverse posizioni all'interno dell'impianto.

Volendo riassumere le funzioni dell'Box Energy sono di monitorare e coordinare i vari flussi energetici coinvolti nell'installazione SHC con l'obiettivo di massimizzare le performance di impianto attraverso una logica adattiva che tiene in considerazione lo storico dei carichi e della disponibilità energetica.

In questo contesto la nostra attività è stata:

- ideazione del dispositivo;
- definizione del P&I (Piping and Instrumentation Diagram);
- definizione della modalità di interfacciamento ai vari componenti dell'impianto, sia idraulica che elettronica con l'intento di standardizzarne il procedimento;
- definizione delle strategie di funzionamento;
- definizione e programmazione del sistema di controllo e monitoraggio.

### 3.1 Specifiche del layout idraulico

Nei sistemi di solar cooling, viene generalmente utilizzato un refrigeratore ad assorbimento per la fornitura di energia frigorifera questo è alimentato dal calore raccolto da un campo solare. Tenendo conto della fornitura di energia frigorifera e del trasferimento all'ambiente del calore residuo della macchina ad assorbimento, è possibile suddividere l'impianto SHC in tre sottosistemi (Figura 3-2):

- L'impianto solare che fornisce calore al desorber del refrigeratore ad assorbimento
- Il circuito dell'acqua di raffreddamento e/o una torre di raffreddamento che dissipano il calore prodotto dal condensatore/assorbitore del refrigeratore
- Il circuito dell'acqua refrigerata che distribuisce al carico l'energia frigorifera disponibile all'evaporatore

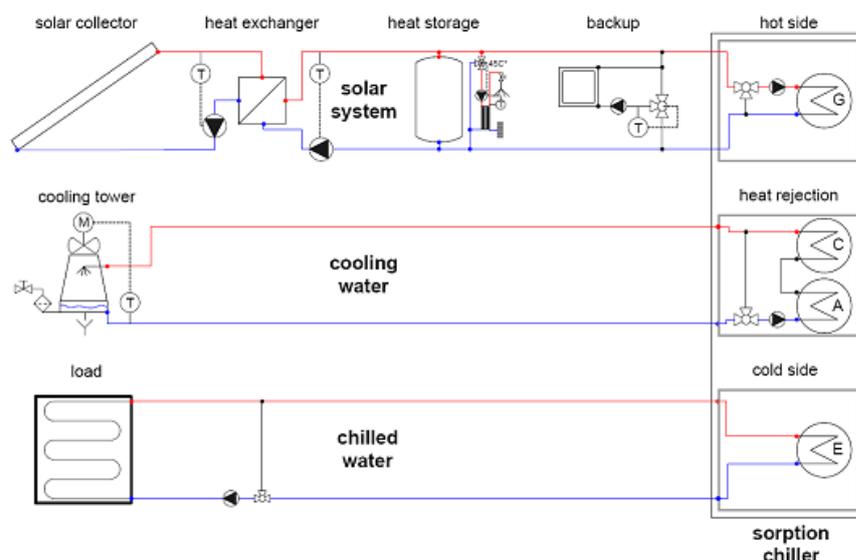


Figura 3-2 Generico sistema di solar cooling: refrigeratore alimentato termicamente accoppiato ad un impianto solare termico, circuito di raffreddamento dell'acqua e circuito dell'acqua refrigerata [25]

Al fine di far fronte alle diverse condizioni ambientali ed alle specifiche caratteristiche della domanda di riscaldamento e raffreddamento, si possono prevedere la presenza di una varietà di opzioni tecniche disponibili per tutti e tre i sottosistemi; le varie alternative sono presentate sulla base della topologia del sistema standardizzato secondo la struttura del sistema generico di cui sopra, come mostrato in Figura 3-3. Per ogni sotto-sistema è stato definito un modello contenente posizioni per l'integrazione di componenti aggiuntivi.

Nel dettaglio, le seguenti opzioni devono essere specificate nei tre sotto-sistemi.

Sub-sistema solare:

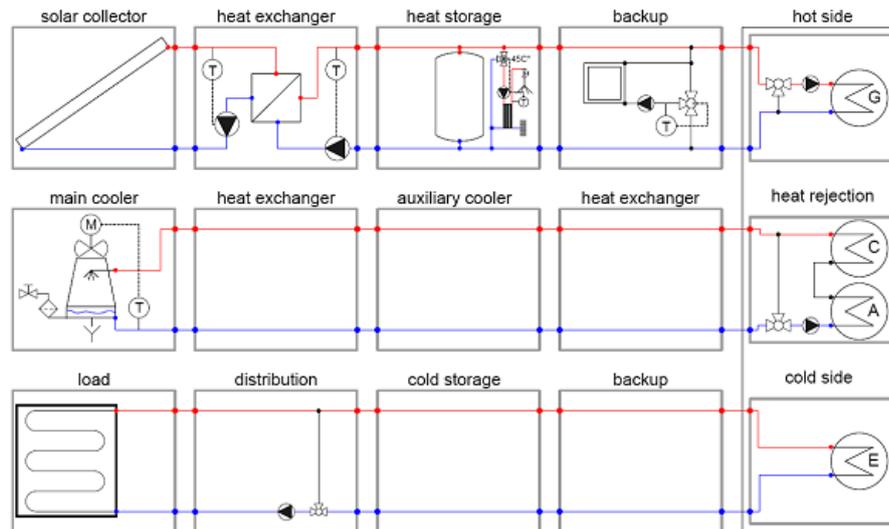
- collettore solare
- scambiatore di calore
- accumulo di calore caldo
- Backup burner

Sub-sistema acqua di raffreddamento:

- raffreddamento principale
- dispositivo di raffreddamento ausiliario
- Scambiatori di calore per la separazione del ciclo di raffreddamento primario e secondario

Sub-sistema acqua refrigerata:

- Carico: sistema di distribuzione dell'energia frigorifera
- Distribuzione dell'acqua refrigerata per gli apparecchi di raffreddamento
- Accumulo di calore freddo
- Chiller Backup



**Figura 3-3 Sistema Generico: sistema standardizzato con posizioni per l'integrazione dei sistemi opzionali**

### 3.2 Specifiche del Sistema di monitoraggio

Il monitoraggio dei sistemi di solar cooling installati rappresenta uno strumento fondamentale non solo per l'ottimizzazione del sistema stesso, ma anche per trarre conclusioni circa l'ottimizzazione della progettazione delle future installazioni. Ciò è particolarmente vero per una tecnologia in una fase iniziale di penetrazione nel mercato, oggi circa 300 sistemi di solar cooling sono installati in tutto il mondo e questo panorama risulta caratterizzato da una grande varietà di layout [25-29]. Al fine di consentire un chiaro confronto tra i risultati del monitoraggio dei diversi sistemi Energy Box installabili come pure tra i valori misurati e simulati, è necessaria una procedura di monitoraggio completa ed unificata. Per l'elaborazione della procedura di monitoraggio sono state considerate diverse condizioni al contorno: da un lato la procedura definisce i requisiti minimi che devono essere rispettati da tutti i sistemi di monitoraggio, dall'altro lato dati di dettaglio e flussi energetici devono essere misurati, quando possibile, al fine di acquisire un quadro completo del funzionamento e consentire quindi un'analisi dettagliata. Al fine di avere un punto di partenza comune per il singolo livello di monitoraggio, quindi uno schema di base ed un riferimento, si è presa come base di partenza per la nostra progettazione la procedura di monitoraggio sviluppata nel quadro della IEA-SHC: Task 38 "Solar Air Conditioning and Refrigeration" Subtask A. Nelle Figura 3-4 e Figura 3-5 è riportato il sistema di Solar Heating and Cooling (SHC) preso a riferimento con i suoi flussi di energetici e modalità di monitoraggio.

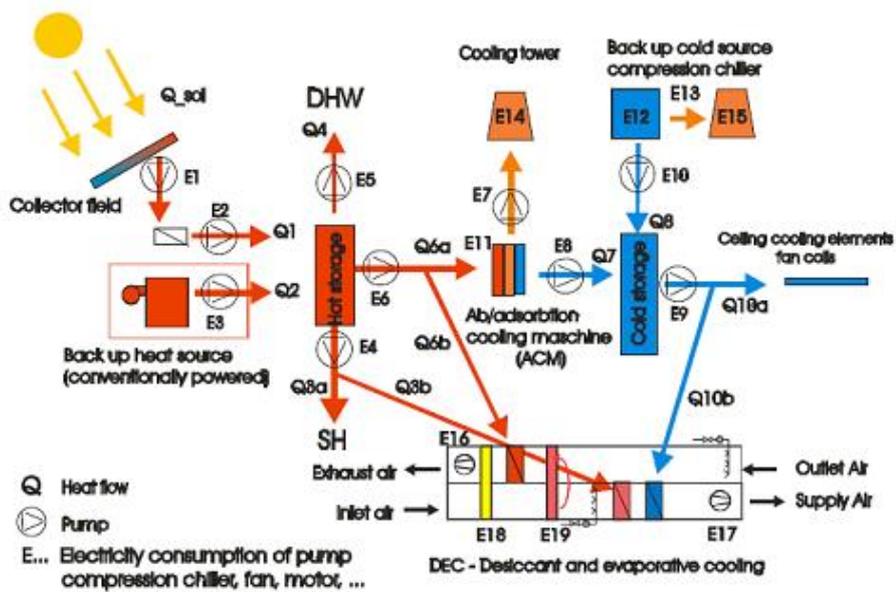


Figura 3-4 Schema del generico sistema di Solar Heating and Cooling (SHC) con i flussi energetici (sistema completo) [26]

L'obiettivo è avere una base comune per quello che concerne il monitoraggio dei sistemi di riscaldamento e raffreddamento in modo da permettere un agevole confronto tra le prestazioni dei diversi sistemi.

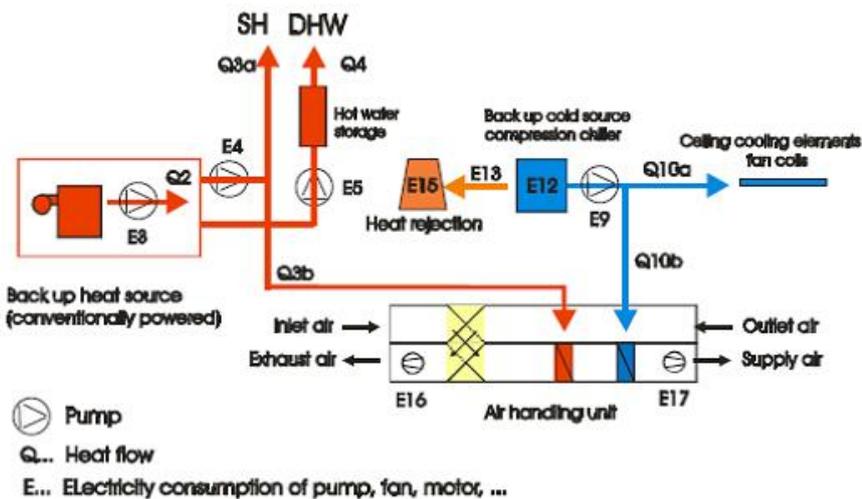


Figura 3-5 Schema preso a riferimento per sistemi convenzionali con i flussi energetici [26]

### 3.3 Energy Box, concetto di base

L'Energy Box deve poter essere montato in un impianto di Solar Cooling indipendentemente dalla tipologia di refrigeratore utilizzato e dalla temperatura di esercizio, per questo motivo è stato definito un concetto base che potesse

rappresentare il sunto delle varie soluzioni impiantistiche in modo poi da poter sviluppare una logica univoca per lo sviluppo delle attrezzature e per il controllo del sistema.

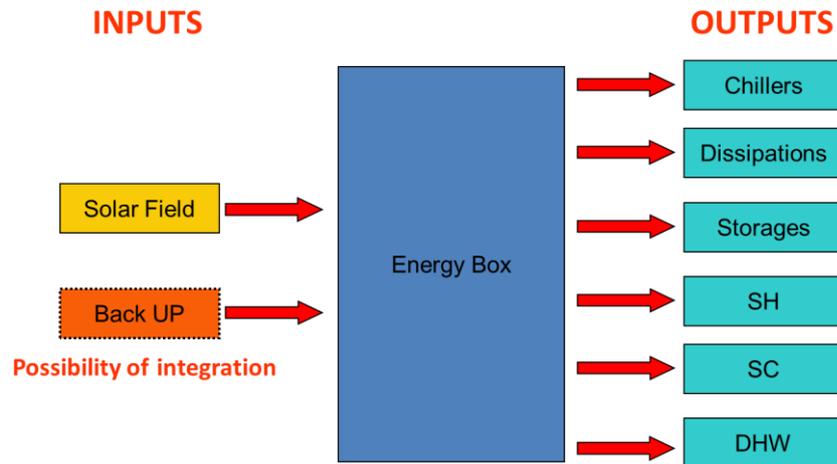


Figura 3-6 Energy Box: concetto di base

In Figura 3-6 si può notare come l'Energy Box sia il nodo centrale del sistema, generalmente è il chiller ad occupare quel ruolo in un impianto di solar cooling. Ma il focus di questa attività di ricerca è la realizzazione di un sistema centralizzato, preconfezionato per la gestione ed il controllo dei flussi di energia termica e frigorifera che scorrono negli impianti SHC, quindi ci siamo concentrati sui flussi energetici che attraversano il sistema non su di un singolo componente.

Le linee guida che abbiamo seguito durante lo sviluppo dell'Energy Box sono state:

- il dispositivo deve adattarsi con il massimo numero di possibile di impianti di solar cooling, indipendentemente dal tipo di refrigeratore, dal tipo di collettori solari, dalla tecnologia di dissipazione e dalla temperatura di esercizio.
- Soluzione Plug-and-play per tutta la parte idraulica, al fine di semplificare l'installazione.
- Riduzione dei volumi al fine di creare un sistema compatto, facile da trasportare e da posizionare in fase di installazione.
- Un sistema di controllo e monitoraggio del sistema completamente autonomo.

### 3.4 Energy Box, progettazione idraulica

Un punto chiave per la progettazione dell'Energy Box è la definizione del P&I. Come accennato nel capitolo precedente il layout di un Impianto SHC solitamente si centra sul refrigeratore ad assorbimento, in questo caso, il componente sviluppato diviene il centro dell'installazione ed intorno ad esso si dispongono i vari componenti. Volendo realizzare un sistema pre-ingegnerizzato con la capacità di gestire un generico impianto di solar cooling, diviene centrale per l'Energy Box, prevedere un P&I omnicomprensivo che possa prevedere le varie possibilità impiantistiche, andando ad individuare le caratteristiche comuni a tutte le tipologie di impianto analizzate.

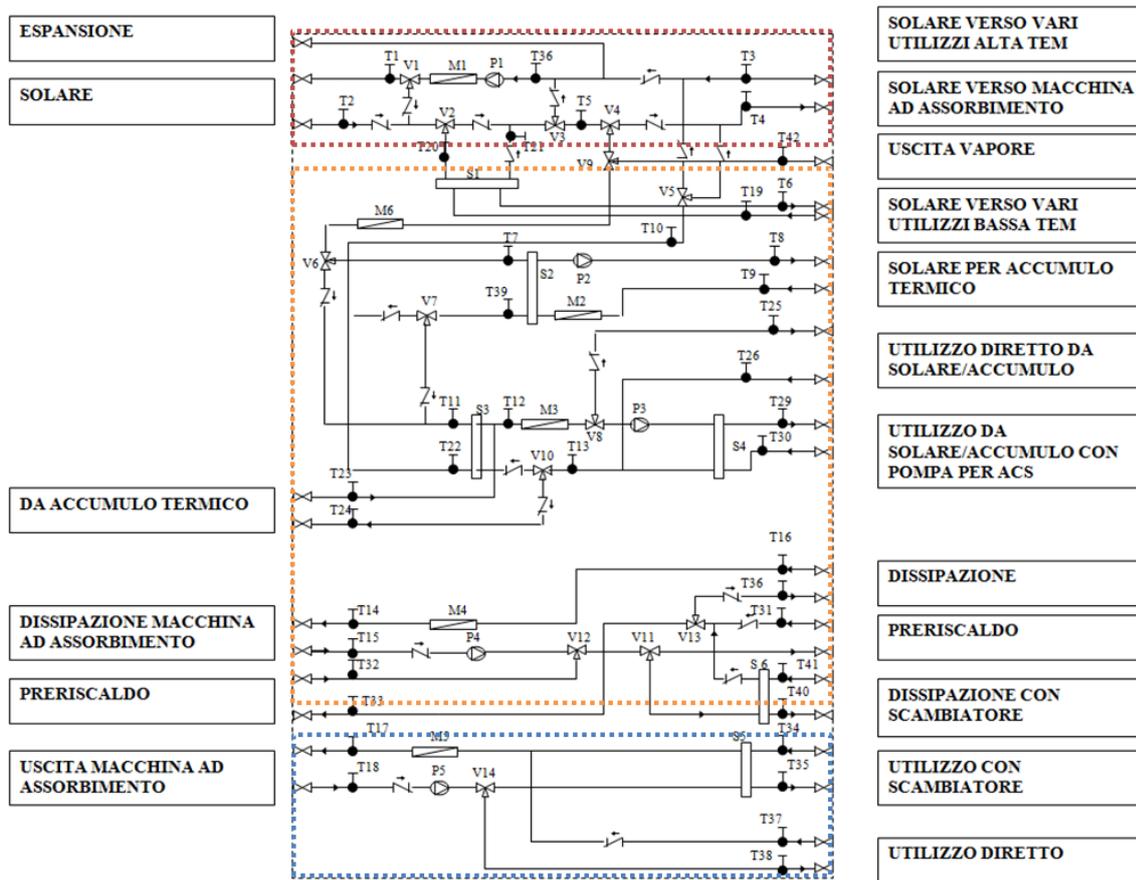


Figura 3-7 P&I Energy Box

Il primo passo è stato quindi l'identificazione dei circuiti in comune tra i generici P&I presi in considerazione al fine di minimizzare il numero di valvole, pompe, flussometri e scambiatori di calore da comprendere nel dispositivo. Conseguentemente circuiti e componenti specifici sono stati integrati all'interno dell'Energy Box, al fine di implementare le funzionalità e le procedure previste da ciascun impianto SHC. Il P&I è stato strutturato in modo da potersi dividere in tre parti distinte:

- Circuito di alta temperatura
- Circuito di media temperatura
- Circuito di bassa temperatura

I tre circuiti sono idraulicamente separati.

--- Il circuito di alta temperatura è il sistema di distribuzione di energia proveniente dal campo solare che, attraverso l'Energy Box, può essere inviata a componenti che possono essere: refrigeratori, accumuli ad alta temperatura, utenze calde di alta temperatura e possibilmente un sistema di dissipazione elettrica di sicurezza.

--- Il circuito di media temperatura è il sistema di distribuzione dell'energia di risulta delle macchine ad assorbimento  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , nonché di distribuzione dell'energia proveniente dal campo solare a media temperatura, che, attraverso l'Energy Box, può essere inviata a componenti che possono essere: sistemi di accumulo di acqua calda, utenze calde di media temperatura e possibilmente un sistema di dissipazione elettrica.

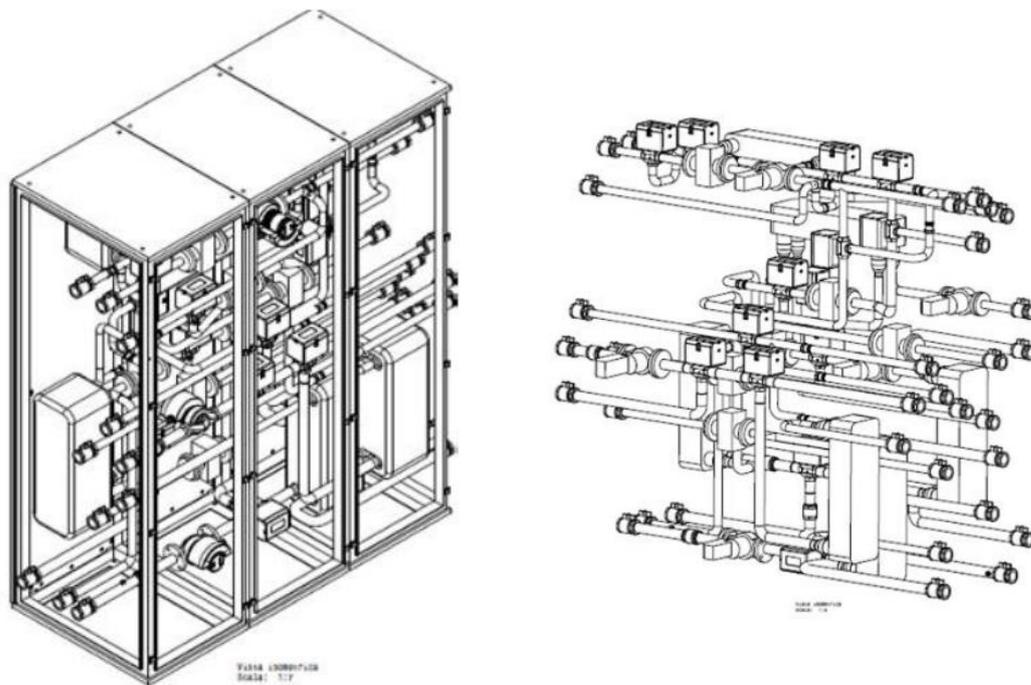
--- Il circuito di bassa temperatura è il sistema di distribuzione dell'energia frigorifera che, attraverso l'Energy Box, può essere inviata a componenti che possono essere: sistemi di accumulo di acqua fredda, utenze fredde ed un sistema di dissipazione elettrica.

Il progetto EU FP7 – ALONE, come già specificato, prevede la realizzazione di due installazioni SHC che utilizzino l'Energy Box come gestore dei flussi energetici ed unità di monitoraggio, questi due impianti molto differiscono, soprattutto in termini di :

- Tecnologia del campo solare (pannelli piani vs pannelli parabolici lineari)
- Tecnologia utilizzata per il raffreddamento (LiCl Chiller vs  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  Chiller vs  $\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$  Chiller)
- Fluidi termovettori (acqua calda vs acqua pressurizzata vs vapore acqueo)
- Temperatura di funzionamento del campo solare (circa 90 °C vs circa 190 °C)

A causa di queste differenze, siamo passati all'identificazione dei circuiti in comune tra due impianti SHC, al fine di minimizzare il numero di componenti all'interno dell'EB. A seguire, circuiti e componenti specifici sono stati introdotti in modo da implementare funzioni e procedure previste da ciascun impianto, ed in particolare :

- Circuito vapore (DSG) (installazione di Firenze )
- Accumulo caldo input/output (installazione di Bronzolo)
- Produzione di acqua calda sanitaria (installazione di Bronzolo)
- Preriscaldamento (installazione di Bronzolo)
- Dissipazione di emergenza (installazione di Firenze)



**Figura 3-8 Energy Box vista 3D, Impianto idraulico vista 3D**

La parte idraulica è stata poi concepita in modo modulare tale da permettere, una volta definita la tipologia di installazione SHC che si vuole realizzare e quindi quali sono i componenti che si devono controllare, la possibilità di rimuovere dal generico P&I dell'Energy Box quei componenti che risultano non necessari per far funzionare l'impianto. In conclusione l'Energy Box è composto da: valvole, pompe, scambiatori di calore, sensori di temperatura, sensori di pressione, misuratori di portata ed un PLC contenente un sistema di controllo e monitoraggio, preinstallate all'interno di un piccolo container.

### **3.5 Energy Box, specifiche tecniche**

#### Specifiche tecniche, sezione elettrica

- Alimentazione trifase
- Tensione di funzionamento nominale: 400V + N + GV
- Tensione di isolamento: 600V
- Alimentazione circuiti ausiliari: 24V ac / 24 V cc
- Cavo durezza con filo No7V-K
- Protezione IP: IP55

### Dimensioni e materiali

- Dimensioni: 2200 H x 500 W x 1600 L
- Materiale: Acciaio Inox AISI 304 per installazione esterna

### **3.6 Energy Box, hardware di controllo e monitoraggio**

Per arrivare a definire l'architettura hardware del sistema di controllo si è dapprima analizzato il P&I dell'Energy Box per poi andare a valutare come i vari componenti coinvolti in una generica installazione SHC vengano controllati. In funzione delle due installazioni previste si sono individuati i componenti che, esterni all'Energy Box, devono essere controllati e monitorati, per garantire un corretto funzionamento delle installazioni. Si è quindi prevista una sezione hardware modulare che garantisce un'ampia gamma di componenti installabili e configurabili. In Figura 3-9 si riporta un breve resoconto dei componenti coinvolti nelle due installazioni portate a termine, con una distinzione dove si può valutare quanti e quali componenti vengano controllati e monitorati dal sistema.

Devices to control and monitoring	N° max	EB	Firenze Plant	Bronzolo Plant
Valves	20	14	4	6
Pump	11	5	1	6
Solar field	1	0	1	1
Manometer	8	0	8	0
Thermo-resistor	47	43	4	4
Weather Station	1	0	1	0
Shutter	4	0	4	0
Magnetic Flowmeter	9	6	2	0
ATU fan	1	0	1	0
Chiller	2	0	2	1
Others input	3	0	3	0

**Figura 3-9 Lista dei componenti controllati e monitorati dall'Energy Box**

Il layout Interno è stato definito basandosi sulla standardizzazione dei componenti coinvolti predisponendo un sistema di cablaggio omogeneo per i vari componenti che garantisca una facile installazione. Di seguito la lista delle varie connessioni messe a disposizione dal dispositivo:

#### Sezione principale

- Sezionatore trifase

- Contattore per alimentazione 230V
- Contattore per alimentazione 24Vdc
- Contattore per alimentazione 24Vac
- N ° 1 presa per alimentazione PC

#### Sezione valvole

- Fusibili per la protezione della linea di alimentazione a 24V AC
- Fusibili per la protezione della linea di alimentazione a 24V DC
- Fusibili per la protezione della linea di alimentazione a 230V AC
- Trasformatore di tensione 230V/24V AC
- N ° 48 relè di tipo Slim 24V DC ( 32 ingressi digitali 16 uscite digitali )
- Terminal Box Cablaggio

#### Sezione pompe

- Fusibili per la protezione della linea di alimentazione a 24V AC
- Fusibili per la protezione della linea di alimentazione a 230V AC ( Potenza assorbita 5 kVA per Grundfos Magna 32-100 con GEMI Module)
- N ° 9 Relè 24V DC di tipo slim ( 9 ingressi digitali )
- Terminal Box Cablaggio

#### Sezione Misuratori di portata

- Fusibili per la protezione della linea di alimentazione a 230V AC - Potenza assorbita 0,15 KVA
- Terminal Box Cablaggio

#### Sezione sensori esterni

Per questi sensori sono previsti solo i punti di cablaggio su morsettiera:

- N ° 6 pressostato 4-20 mA
- N ° 1 pressostati analogici 0-10 V
- N ° 2 sensori di livello analogico 4-20 mA
- N ° 4 sensore analogico 4-20 mA (stazione meteo)
- N ° 7 sensore analogico 4-20 mA (stazione meteo)
- N ° 4 sensore analogico 4-20 mA (stazione meteo)
- N ° 2 sensore analogico 4-20 mA (ingresso analogico ATU System)
- N ° 5 sensore analogico 0-10 V (ingresso analogico ATU System)
- N ° 10 analogico sensore 0-10 V (uscita analogica ATU System)
- N ° 10 del controller analogico 0-10V (uscita analogica ATU System)

- N ° 1 del controller analogico 0-10V (uscita analogica Dry Cooler)

Relè supplementari:

- N ° 1 relè 24V DC, ingresso digitale (stazione meteo)
- N ° 4 relè a 24V DC, uscita digitale (campo solare)
- N ° 1 relè 24V DC, uscita digitale (UTA)
- N ° 6 relè a 24V DC, ingresso digitale (UTA)
- N ° 2 relè 24V DC, uscita digitale (Chillers)
- N ° 1 relè 24V DC, uscita digitale (Dry Cooler)

### Sezione acquisizione dati di controllo e monitoraggio

National Instruments è stato selezionato come principale fornitore hardware e software in funzione del forte orientamento alla prototipazione rapida dei suoi prodotti. Per lo sviluppo del sistema di controllo e di monitoraggio si è quindi utilizzata una piattaforma LabView con una componentistica hardware Compact Field Point. Una volta definita la strumentazione da implementare nel controllo si è passati attraverso il conteggio dei segnali che il PLC deve gestire, per arrivare alla definizione delle varie configurazioni hardware.

Signal	Type	N°
AO	0-10 V	26
	4-20 mA	0
AI	0-10 V	11
	4-20 mA	20
DI		36
DO		29
RTD		50

**Figura 3-10 Conteggio dei segnali di input ed output Energy Box**

E' stata implementata quindi una sezione hardware dedicata alla gestione dei componenti coinvolti nei vari impianti SHC e quindi presente in tutte le installazioni ed una parte di componentistica modulare che viene modificata in funzione delle peculiari caratteristiche di ogni installazione. In Figura 3-11 e Figura 3-12 si riportano le configurazioni hardware delle due installazioni Energy Box portate a termine con indicati i vari P/N (part number) per l'identificazione univoca dei vari componenti, in Figura 3-13 si riporta la configurazione PLC dell'Energy Box nella sua versione completa.

Firenze Installation		
Quantity	P/N	Description
1	777317-2220	cFP-2220 LabVIEW Real-Time/Dual-Ethernet Controller 25
4	777318-110	cFP-AI-110 8 ch, 16-Bit Analog Input Module (mA, mV, V)
17	778618-01	cFP-CB-1 Connector Block
3	777318-210	cFP-AO-210 8 ch, 12-Bit Analog Output Module (V), external power
1	777318-304	cFP-DI-304, 32-channel sinking Digital Input Module, 10-30 VDC
1	777318-300	cFP-DI-300, Digital Input Module (DC V sinking), 8 channel.
2	777318-401	cFP-DO-401 Digital Output Module (V source), 16 channel, external
6	777318-124	cFP-RTD-124, 16 bit RTD Input Module (RTD, Ohms) 8 channel
2	779463-01	cFP-1808, 8-slot Ethernet/Serial Interface for Compact FieldPoint
1	778617-08	cFP-BP-8 8-Slot Backplane

**Figura 3-11 Configurazione PLC Energy Box installazione SHC Firenze, codice di riferimento (P/N), descrizione e quantità**

Bronzolo installation		
Quantity	P/N	Description
1	777317-2220	cFP-2220 LabVIEW Real-Time/Dual-Ethernet Controller 25
2	777318-110	cFP-AI-110 8 ch, 16-Bit Analog Input Module (mA, mV, V)
13	778618-01	cFP-CB-1 Connector Block
2	777318-210	cFP-AO-210 8 ch, 12-Bit Analog Output Module (V), external power
1	777318-304	cFP-DI-304, 32-channel sinking Digital Input Module, 10-30 VDC
2	777318-401	cFP-DO-401 Digital Output Module (V source), 16 channel, external
6	777318-124	cFP-RTD-124, 16 bit RTD Input Module (RTD, Ohms) 8 channel
1	779463-01	cFP-1808, 8-slot Ethernet/Serial Interface for Compact FieldPoint
1	778617-08	cFP-BP-8 8-Slot Backplane

**Figura 3-12 Configurazione PLC Energy Box installazione SHC Bronzolo, codice di riferimento (P/N), descrizione e quantità**

ENERGY BOX		
Quantity	P/N	Description
1	777317-2220	cFP-2220 LabVIEW Real-Time/Dual-Ethernet Controller 25
4	777318-110	cFP-AI-110 8 ch, 16-Bit Analog Input Module (mA, mV, V)
17	778618-01	cFP-CB-1 Connector Block
3	777318-210	cFP-AO-210 8 ch, 12-Bit Analog Output Module (V), external power
1	777318-304	cFP-DI-304, 32-channel sinking Digital Input Module, 10-30 VDC
1	777318-300	cFP-DI-300, Digital Input Module (DC V sinking), 8 channel.
2	777318-401	cFP-DO-401 Digital Output Module (V source), 16 channel, external
6	777318-124	cFP-RTD-124, 16 bit RTD Input Module (RTD, Ohms) 8 channel
2	779463-01	cFP-1808, 8-slot Ethernet/Serial Interface for Compact FieldPoint
1	778617-08	cFP-BP-8 8-Slot Backplane

**Figura 3-13 Configurazione PLC Energy Box di partenza, codice di riferimento (P/N), descrizione e quantità**

### 3.7 Energy Box software sistema di controllo e monitoraggio

Il sistema di controllo deve essere in grado di gestire una ampia varietà di condizioni impiantistiche. Attraverso una configurazione iniziale si comunica al sistema quali sono i componenti coinvolti nell'installazione, le scelte che maggiormente influenzano il sistema sono:

- La tipologia di chiller
- La tipologia di campo solare
- La presenza o meno di un accumulo caldo di media temperatura
- La presenza o meno di un accumulo caldo di alta temperatura
- La presenza o meno di un accumulo freddo
- La presenza o meno di un'UTA (se si vuole far controllare l'UTA all'Energy Box o meno)
- La presenza di un bruciatore ausiliario
- La presenza di una torre di raffreddamento

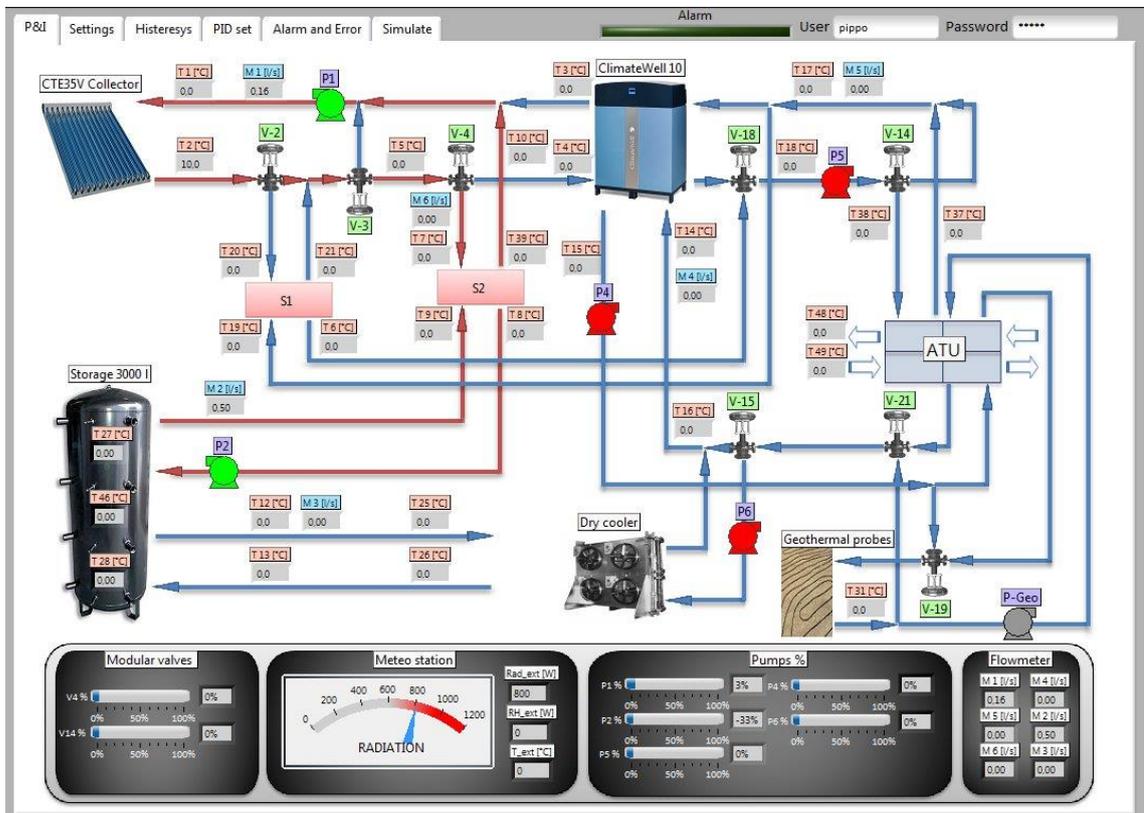


Figura 3-14 Schermata iniziale del sistema di controllo Energy Box configurato per l'installazione di Bronzolo da noi sviluppato

Sono stati implementati:

- Controllori PID in retroazione sui flussostati per tutte le pompe con procedura di autotuning.
- Un controllo attento delle isteresi termiche del sistema attraverso controllori trigger configurabili.
- Un sistema di simulazione dell'impianto configurato in grado di verificare la logica di funzionamento delle procedure implementate in tutti i regimi di funzionamento.

Il software sviluppato è strutturato in maniera da controllare e monitorare l'impianto in maniera automatica salvando i dati raccolti in locale ed inviandoli via mail con cadenza configurabile. Il sistema è dotato di un pannello di controllo remoto per poterne verificare la funzionalità tramite web.

### **3.7.1 Definizione delle procedure di funzionamento, installazione Firenze**

Il controllo dell'impianto e la gestione di diversi usi dell'energia solare (produzione di acqua calda sanitaria, riscaldamento e raffrescamento) sono stati sviluppati in tre fasi principali:

1. le temperature ed i flussi di massa vengono letti dall'Energy Box (EB) che verifica le condizioni d'impianto;
2. la combinazione di più di una condizione individua un "regime", che rappresenta una configurazione di funzionamento;
3. ogni componente (pompe, valvole, dissipatore, chiller, ...) riceve un segnale di controllo che ne va a determinare il regime funzionamento.

Le principali procedure definite per l'impianto SHC installata a Firenze sono elencate di seguito:

- Modalità Inverno – Ricircolo nel campo solare
- Modalità Inverno - Distribuzione del calore all'Unità di Trattamento Aria
- Modalità Estate – Circuito acqua pressurizzata / LiBr Chiller
- Modalità Estate – Circuito vapore (DSG) / NH3 Chiller

Per una trattazione dettagliata si veda il paragrafo 4.8.

### **3.7.2 Definizione delle procedure di funzionamento, installazione Bronzolo**

Il controllo dell'impianto e la gestione di diversi usi dell'energia solare (produzione di acqua calda sanitaria, riscaldamento e raffrescamento) sono stati sviluppati in tre fasi principali, come per l'impianto EB di Firenze. Le principali procedure definite per l'impianto SHC installata a Bronzolo sono elencate di seguito:

- Modalità Inverno - Ricircolo nel campo solare
- Modalità Inverno – Accumulo caldo
- Modalità Inverno - Riscaldamento
- Modalità Estate - Carica del Chiller LiCl
- Modalità Estate - Raffreddamento e dispersione del calore in eccesso attraverso le sonde geotermiche
- Modalità Estate - raffreddamento e dissipazione di calore attraverso la batteria di post-riscaldamento della UTA
- Modalità Estate - raffreddamento e dispersione del calore in eccesso attraverso la batteria di post riscaldamento dell'UTA e attraverso il Dry Cooler di emergenza

### **3.8 Energy Box, installazione di Bronzolo**

L'impianto SHC è stato installato presso la Casa Passiva a Bronzolo (Bolzano). L'edificio è stato costruito nel 2006 seguendo gli standard CasaClima (A+) ed è caratterizzata da 8 appartamenti distribuiti su tre livelli per un totale di 577 m<sup>2</sup>. L'impianto SHC è concepito non per sostituire l'impianto preesistente, ma è stato progettato per aiutare e aumentare il comfort interno nonché diminuire il consumo di energia. L'impianto è costituito da 40 m<sup>2</sup> di superficie captante composta da collettori CSV 25 Riello (collettore solare piano sottovuoto con circolazione forzata) installati sul tetto. Da un accumulo di 3000 l che ha lo scopo di coadiuvare la richiesta di acqua calda sanitaria degli 8 appartamenti. Quando il bollitore solare ha raggiunto la temperatura impostata, l'energia solare è utilizzata per coprire le esigenze di riscaldamento o raffreddamento. Durante l'inverno l'aria viene riscaldata utilizzando direttamente il campo solare. Durante l'estate, l'energia solare è utilizzata per alimentare un refrigeratore ad assorbimento ClimateWell 10, con una potenza nominale di 10 kW frigoriferi.



**Figura 3-15** Installazione EB di Bronzolo, Energy Box

Le principali caratteristiche dell'impianto SHC possono essere riassunte come segue :

- Produzione ACS: il calore raccolto dal collettore solare è trasportato in un buffer di accumulo installato in serie con quello già presente. Il set point è impostato a 70 °C e la caldaia a pellet è attivata solo quando l'energia solare raccolta non è sufficiente a mantenere la temperatura impostata per l'acqua calda
- Inverno - Riscaldamento: il calore raccolto dal campo solare viene consegnato all'UTA
- Estate - raffreddamento: l'energia solare alimenta il refrigeratore alla temperatura di circa 85 °C. I circuiti per la dissipazione del calore residuo e l'energia di raffreddamento sono collegate alla UTA per la produzione di aria climatizzata
- La dissipazione di calore del refrigeratore è stata implementata una strategia in tre passaggi al fine di minimizzare il consumo di energia elettrica del circuito di dissipazione del calore:
  - Viene utilizzata l'aria esausta proveniente dall'edificio, mediante una batteria di scambio nell'UTA.
  - Vengono utilizzate delle sonde geotermiche
  - In ultimo viene utilizzato un dry cooler

L'interfaccia con le attrezzature esistenti è ottenuta con gli scambiatori di calore presenti nell'Energy Box

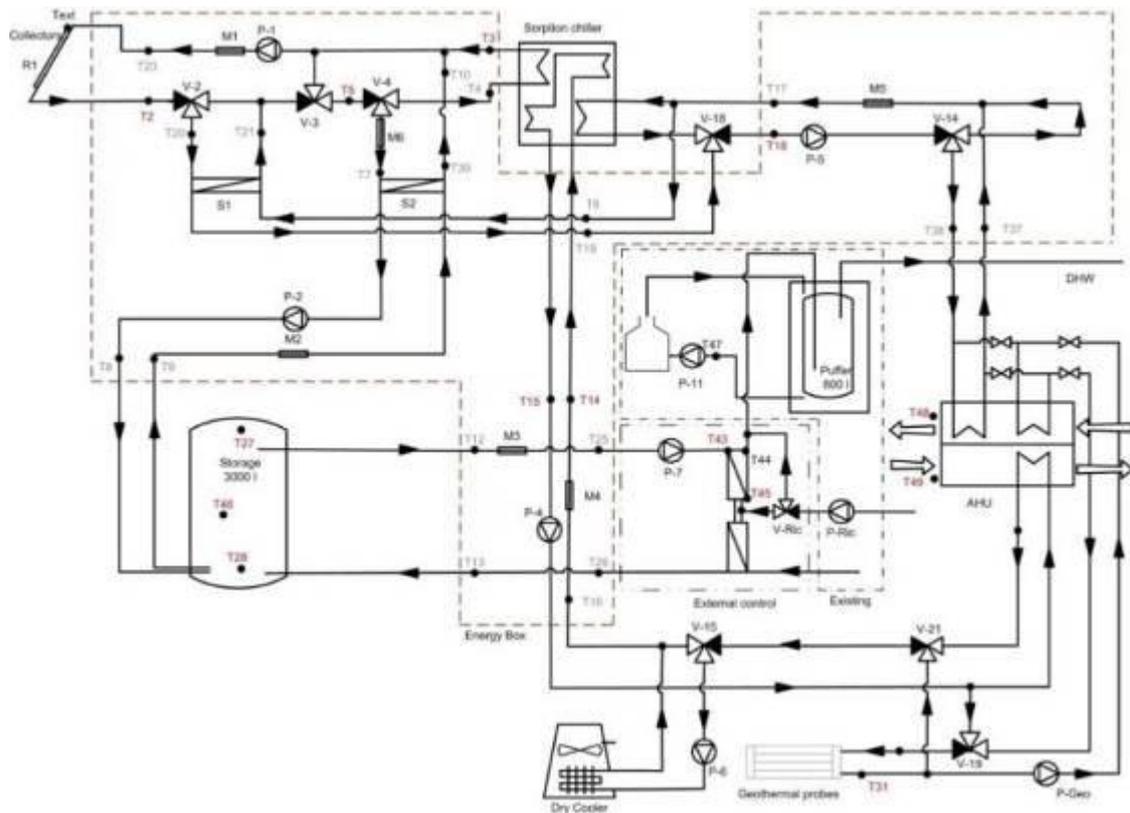


Figura 3-16 Installazione EB di Bronzolo, P&I

### 3.9 Energy Box installazione di Firenze

Per i dettagli relativi all'installazione EB di Firenze si rimanda al capitolo 4.

## 4 Installazione Energy Box - Firenze

Delle due installazioni Energy Box, la nostra attività di ricerca si è focalizzata sull'impianto installato presso la Misericordia di Badia a Ripoli, Firenze.

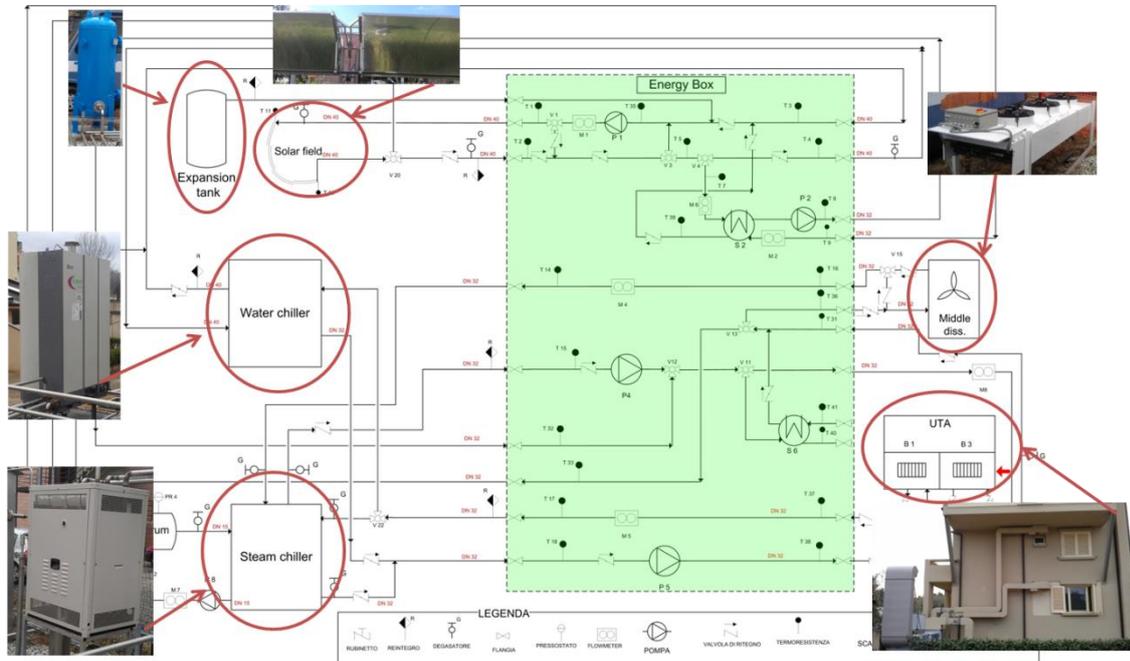


Figura 4-1 P&I installazione Energy Box – Firenze – Componenti

L'apparato installato presenta l'accoppiamento di collettori parabolici lineari (Solitem PTC 1800) con due macchine ad assorbimento; una ad acqua ammoniacale (Robur GAHP-W, potenza 17 kWf) appositamente modificata per poter funzionare utilizzando come fluido termovettore vapore acqueo a 180 °C ed una a bromuro di litio (BCT BCT23) alimentata da acqua pressurizzata tra 150 e 180 °C. L'impianto assiste il sistema di condizionamento già presente fornendo energia per il riscaldamento ed il raffrescamento ad un sistema di distribuzione aria (HVAC). Tutti i flussi (vapore, acqua calda, acqua pressurizzata ed acqua refrigerante) vengono gestiti e controllati da un unico componente, l'Energy Box. Il layout di impianto comprende: il campo solare, i refrigeratori, le attrezzature per il DSG, l'Energy Box ed il sistema HVAC. Il P&I del sistema è stato progettato tenendo in considerazione tutte le modalità di funzionamento ed i set-point: il sistema è in grado di operare utilizzando come fluido termovettore vapore o acqua pressurizzata durante l'estate e acqua calda a bassa pressione durante la stagione invernale. Durante la fase di progettazione si sono sviluppati modelli 3D dell'impianto per tenere conto delle distanze tra i vari componenti e si sono dimensionate le tubazioni tenendo in considerazione le perdite di calore. Per l'installazione del campo solare si sono utilizzate delle fondazioni a vite. I componenti della parte di impianto dedicata al DSG, quindi lo Steam Drum ed il Condensate Collocotr, sono stati progettati in quanto non disponibili sul mercato, si

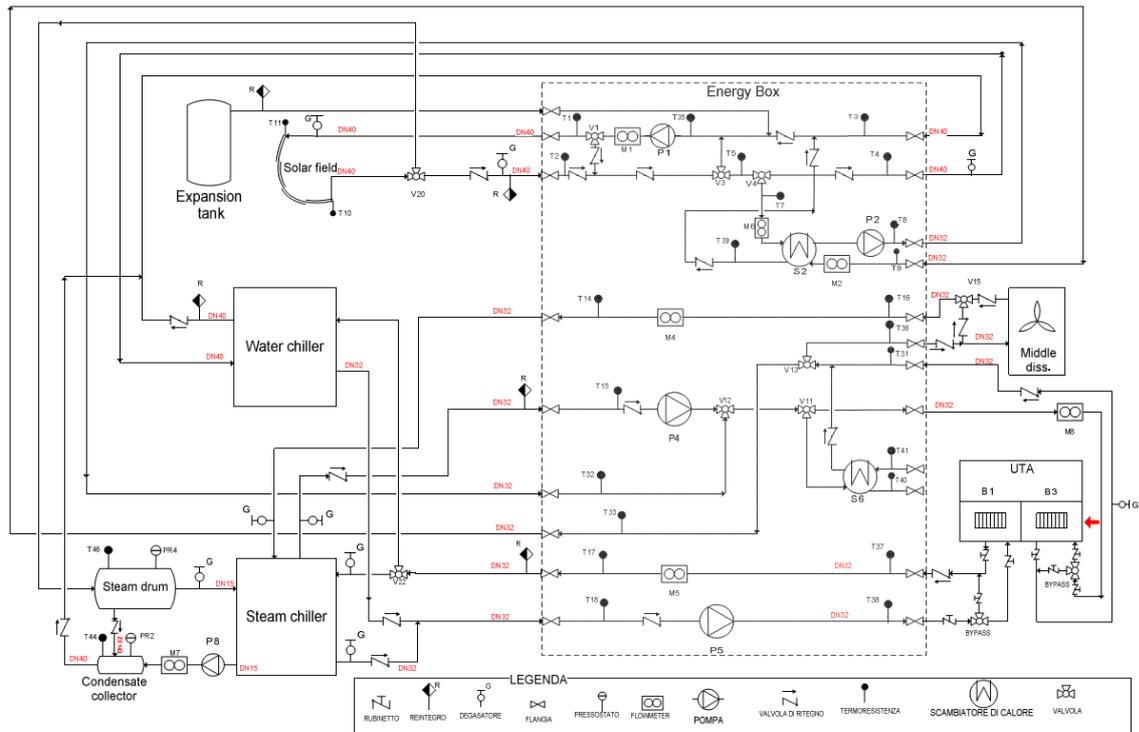
sono realizzati i modelli in SolidWorks ed Ansys al fine di verificare che la soluzione rispettasse le normative relative ai serbatoi in pressione. Inoltre, una struttura di sostegno è stata sviluppata nel rispetto delle specifiche in termini di altezza dei componenti, caratteristica obbligatoria per evitare la cavitazione nelle pompe di ricircolo. Il vaso di espansione, infine, è stato definito prendendo in considerazione il volume totale di acqua contenuta nell'impianto ed è stato scelto tra i dispositivi disponibili in commercio. Il sistema HVAC è stato progettato tenendo in considerazione il flusso della massa d'aria richiesto dall'utenza e le condizioni termo igrometriche fissate dalla normativa italiana. La definizione della logica di controllo del sistema SHC è stata l'ultima attività di progettazione dell'impianto.

In questo contesto la nostra attività è stata:

- definizione del P&I e del layout;
- progettazione della parte idraulica;
- progettazione della componentistica dedicata al DSG (direct steam generation);
- definizione di tutta la componentistica installata;
- startup e messa a regime dell'impianto;
- caratterizzazione dell'impianto.

#### **4.1 Layout**

L'impianto SHC prevede l'installazione di un campo solare per la generazione diretta di vapore acqueo, composto da 12 collettori parabolici (Solitem PTC 1800), che fornirà energia a un chiller a singolo effetto acqua-ammoniaca (potenza frigorifera nominale 17 kW) opportunamente modificato per poter essere alimentato utilizzando il vapore come fluido termovettore. L'impianto prevede inoltre l'installazione di un chiller a bromuro di litio a doppio effetto (potenza frigorifera 23 kW), che sarà alimentato utilizzando come fluido termovettore acqua pressurizzata a circa 150-180 °C. L'impianto SHC, dunque, fornirà energia di riscaldamento e raffreddamento di un sistema HVAC. Il collegamento tra i componenti dell'impianto SHC è gestito da un sistema unico che implementa tutto l'hardware per la gestione ed il controllo del sistema e che è in grado di connettersi ai vari componenti in modalità plug-and-play: l'Energy Box.



**Figura 4-2 Installazione Energy Box – Firenze – P&I**

In Tabella 4-1 sono illustrate le condizioni di funzionamento nominali considerate per la progettazione dell'impianto SHC, corrispondono a un tipico giorno con cielo sereno in cui l'angolo di incidenza per i collettori parabolici è basso e la radiazione solare è molto alta (condizioni ottimali per il campo solare).

**Tabella 4-1 Installazione Energy Box – Firenze – Condizioni di funzionamento nominali**

$DNI \cdot \cos(\Phi)$ [ $W/m^2$ ]	$T_{amb}$ [ $^{\circ}C$ ]	efficiency SF	$T_{SF}$ out	$x_{SF}$ out	PTC length [mm]	PTC width [mm]
950	30	0.58	190	0.2	5090	1800
Latent heat for water vaporation [Kj/Kg]	Pressure [bar]	Weight [Kg]	Temperature range [ $^{\circ}C$ ]	PTC power [W]	Mass-Flow [Kg/sec]	N° Collectors
1978.8	12	120	100-250	60579	0.153	12

Il P&I del sistema è stato progettato tenendo in considerazione le modalità di funzionamento e set-point (Figura 4-2): il sistema deve essere in grado di operare con vapore o acqua pressurizzata durante l'estate e acqua calda a bassa pressione durante l'inverno, quindi i circuiti sono stati studiati al fine di predisporre tutti i componenti necessari per rispettare tali specifiche.

#### 4.1.1 Disposizione dei componenti

Prendendo in considerazione l'area disponibile per il posizionamento dei componenti è stata definita l'area adibita ai vari dispositivi in modo che il Layout potesse essere funzionale ed in modo da minimizzare l'impatto paesaggistico.

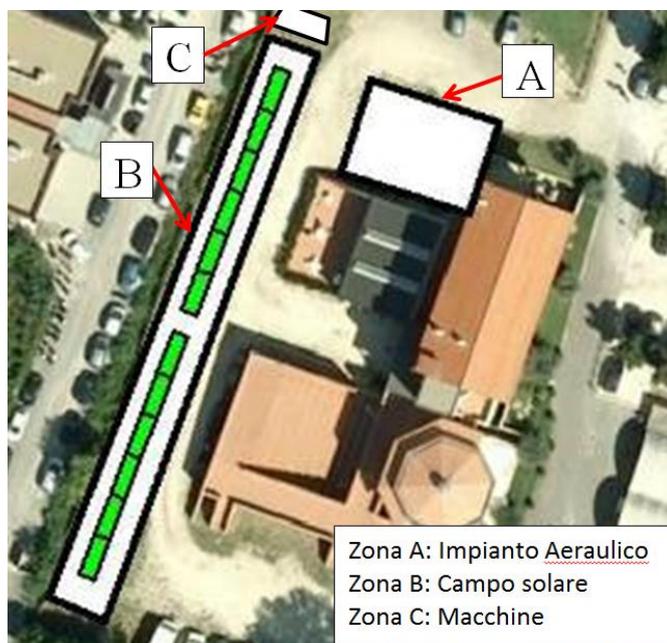


Figura 4-3 Installazione Energy Box – Firenze – posizionamento componenti

La Figura 4-3 illustra la zona individuata per l'installazione, l'area disponibile per l'installazione del campo solare e dispositivi (B + C) è di circa 80x3.5 metri, ma la zona dedicata all'Energy Box, alle attrezzature DSG ed ai 2 chillers è solo 10x3.5 m, il campo solare occupa la maggior parte dello spazio disponibile.

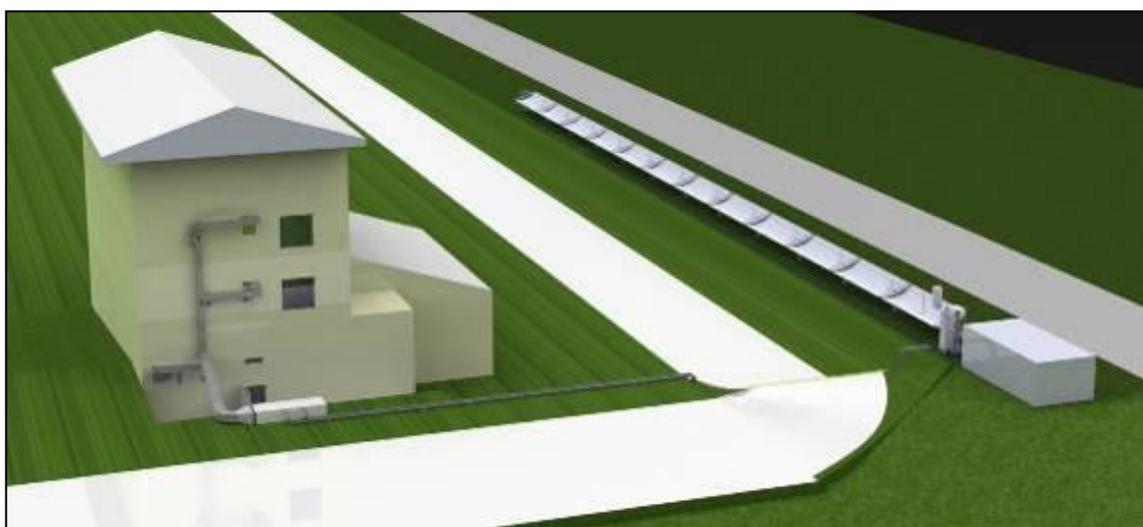


Figura 4-4 Installazione Energy Box – Firenze – un rendering dell'installazione

## 4.2 Progettazione idraulica

La definizione del layout dell'impianto è stata seguita dalla progettazione delle tubazioni per il trasferimento di fluido termovettore, i tubi sono stati dimensionati tenendo conto del fatto che il campo solare sarà operativo a diverse temperature e pressioni e che la portata varia in funzione della radiazione solare disponibile (inverno/estate). Le tubazioni, dunque, sono state progettate per rispettare il miglior compromesso tra le perdite di calore e le perdite di carico, in modo da minimizzare le perdite energetiche del circuito e minimizzare la dimensione dei componenti idraulici (pompe, valvole). L'ipotesi principale nella progettazione è la definizione di un "flusso di massa costante" all'interno del circuito, a seconda della modalità di funzionamento.

### Modalità vapore

Le condizioni nominali di funzionamento sono elencate in Tabella 4-1., dove sono evidenziate anche caratteristiche principali del collettore PTC. La potenza del campo solare durante l'estate (1° Aprile - 31 ottobre) di circa 60 kW è stata valutata attraverso la seguenti equazioni, con un funzionamento a circa 190 °C con una miscela di acqua e vapore con titolo 0,2. In queste condizioni è possibile valutare la portata in massa nominale per la modalità vapore:

$$\dot{Q} = DNI * \cos(\varphi) * PTC_{length} * PTC_{width} * SF_{efficiency}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}x\Delta h$$

La portata massica di vapore è dunque, 0.15 kg/s (630 l/h).

### Modalità acqua pressurizzata

Quando il campo solare è accoppiato con il refrigeratore LiBr, il fluido termovettore è acqua pressurizzata a 12 bar ad una temperatura di circa 180 °C. Ipotizzando un incremento della temperatura all'interno del campo solare di circa 10 °C (basandosi su dati sperimentali) è possibile valutare la portata massica nominale:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta t$$

La portata massica è dunque 1.38 kg/s (5700 l/h).

### Modalità invernale

Durante l'inverno (1 novembre - 31 marzo), la massima potenza fornita dal campo solare si riduce a circa 22kW (come valutato attraverso le attività di modellazione): l'impianto SHC lavora con acqua pressurizzata a 2 bar e l'incremento della temperatura all'interno del campo solare è di circa 10 °C. La temperatura più alta all'interno del campo solare deve essere inferiore a 120 °C, per evitare la generazione di vapore.

La portata massica nominale è di circa 0,55 kg/s (2000 l/h).

Una volta definita la portata massica nominale per le tre principali modalità operative dell'impianto SHC le tubazioni sono stati dimensionate tenendo in considerazione parametri tipici definiti in letteratura e risultati sperimentali:

- La rugosità di tutti i tubi è stimata a 0,1 mm.
- Le perdite di pressione totali del campo solare e dei tubi di collegamento non devono eccedere 1 bar in modalità vapore.
- La velocità del flusso in tutti i tubi del condensato deve essere compresa tra 0,5 e 1 m/s.
- La velocità del flusso di acqua calda deve essere compresa tra 0,5 e 2 m/s.
- La velocità del vapore saturo (titolo 1) deve essere compresa tra 10 e 20 m/s.
- La velocità della miscela acqua-vapore nei tubi verticali deve essere alta, in modo che la fase liquida sia trasportata verso l'alto dal vapore saturo. Se la velocità è troppo bassa, l'acqua rimarrà sul livello dei tubi più basso e solamente il vapore raggiungerà lo steam drum. Si formeranno bolle di vapore nel campo solare a causa del ristagno dell'acqua e si avranno brusche variazioni di pressione.
- Le perdite di calore dovrebbero rimanere sotto i 100 W/m ( assumendo la temperatura del vapore pari a 190°C e la temperatura ambiente di 30°C).

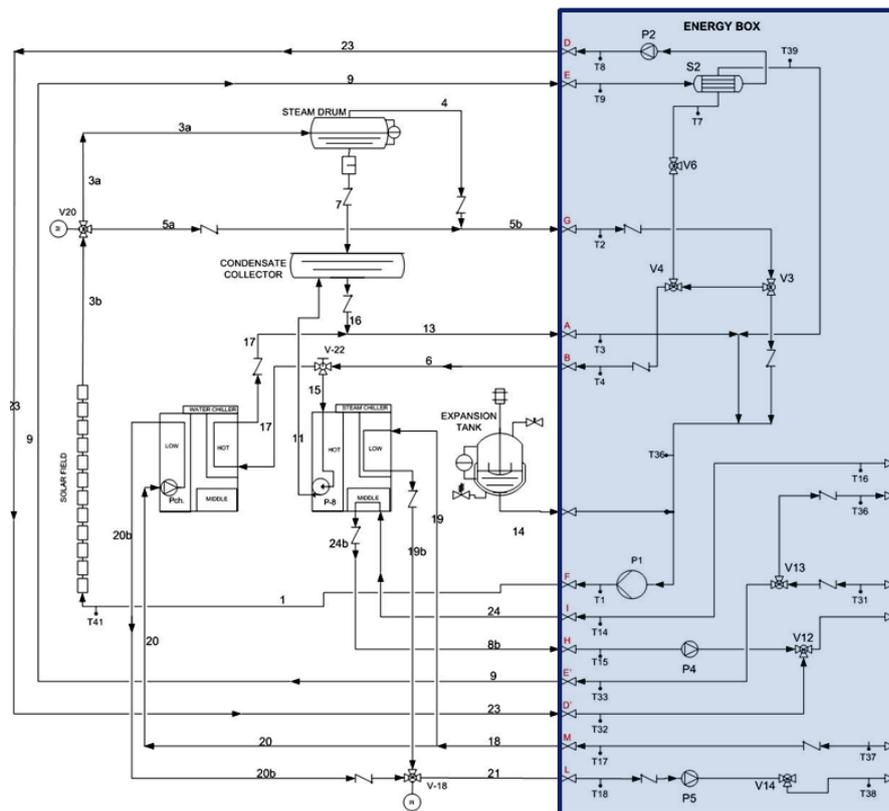
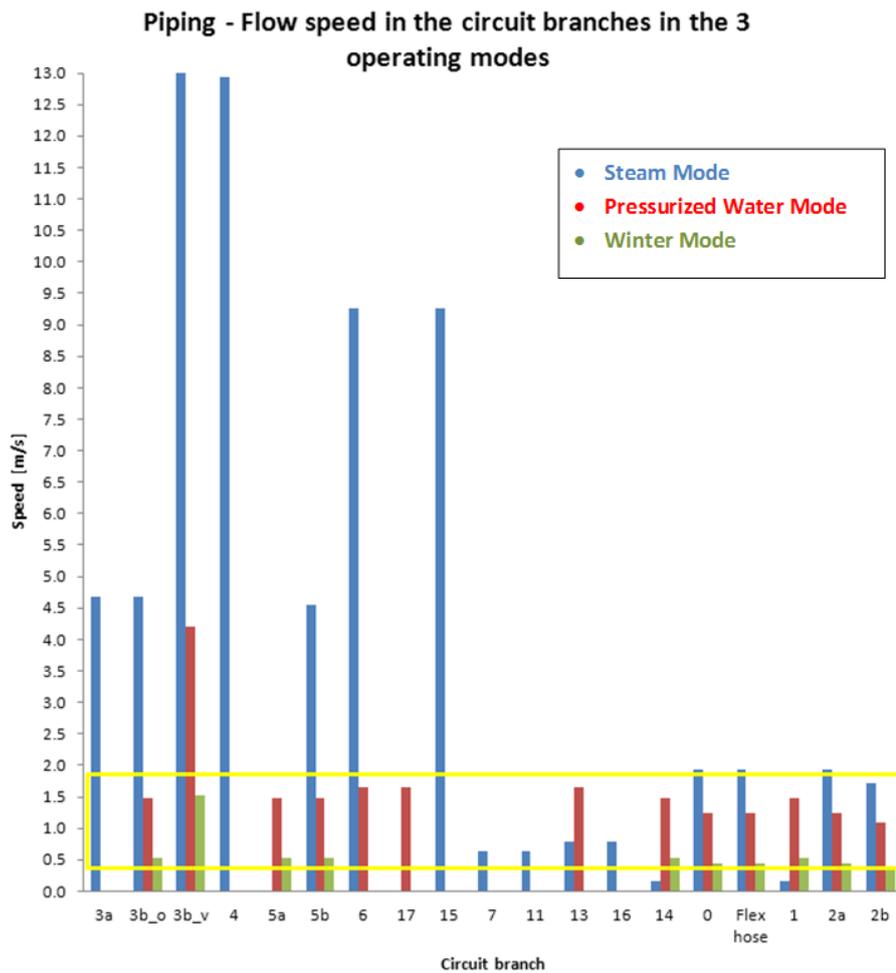


Figura 4-5 Installazione Energy Box – Firenze – nomenclatura tratti di tubazione



**Figura 4-6 Installazione Energy Box – Firenze – velocità del fluido in ogni ramo alle condizioni nominali**

In Figura 4-6 è illustrata la velocità di flusso all'interno dei vari rami del circuito quando il campo solare funziona nelle tre modalità previste, si può evidenziare che:

- I range di velocità raccomandati per l'acqua calda (0,5-2 m/s) e per il condensato (0,5-1 m/s) vengono tutti rispettati, tranne per il ramo 3b\_v, in cui l'acqua pressurizzata risulta avere una velocità troppo elevata. Non è vantaggioso aumentare il diametro del tubo poiché ottimizzato per la modalità vapore (alta velocità della miscela acqua-vapore).
- I range di velocità raccomandati per il vapore (10-20 m/s) non vengono rispettati in alcuni rami (5b), mantenendo comunque valori di velocità accettabili.
- Il tubo 1 di collegamento tra la pompa di ricircolo e l'ingresso del campo solare è ovviamente attraversato nelle tre modalità operative, tuttavia abbiamo una velocità nella modalità estiva vapore inferiore a quella consigliata, ma ciò si traduce in una riduzione delle perdite di carico.

**Tabella 4-2 Installazione Energy Box – Firenze – dimensioni delle tubazioni**

	Description	length [m]	d_in [mm]	d_in [inches]	Thickness [mm]	Volume [liter]
3a	Water/steam SF to SD	0,4	36,60	1"1/4	2,90	0,4
3b_o	Wet steam SF to SD	2	36,60	1"1/4	2,90	2,1
3b_v	Wet steam SF to SD	0,2	21,70	3/4"	2,60	0,1
4	Steam SD to EB	1,7	21,70	3/4"	2,60	0,6
5a	Water SF to EB	2	36,60	1"1/4	2,90	2,1
5b	Water/steam SF to EB	1,2	36,60	1"1/4	2,90	1,3
12	Steam EB to condenser	1,5	21,70	3/4"	2,60	0,6
6	Water/steam EB to chillers	2,5	16,70	1/2"	2,30	0,5
17	Water EB to chiller H2O/LiBr	5,8	16,70	1/2"	2,30	1,3
15	Steam EB to chiller NH3/H2O	2,3	16,70	1/2"	2,30	0,5
15 - 11	Steam chiller					25,0
7	Condensate steam drum to condensate collector	0,6	16,70	1/2"	2,30	0,1
10	Condensate condenser to condensate collector	1,6	10,70	3/8"	3,20	0,1
11	Condensate chiller NH3/H2O to condensate collector	2,2	5,48	1/8"	2,41	0,1
13	Water/condensate from chiller H2O/LiBr to pump PHP-1	1,4	16,70	1/2"	2,30	0,3
16	Condensate from condensate collector to pump PHP-1	0,2	16,70	1/2"	2,30	0,0
14	Expansion tank connection	0,7	36,60	1"1/4	2,90	0,7
0	Absorber pipes	62,82	40,00		1,50	78,9
Flex hose	Flex hose	1	40,00		2,90	1,3
1	EB to SF	74	36,60	1"1/4	2,90	77,9
2a	Connection collector- horizontal parts	2	40,00		2,90	2,5
2b	Connection collector- vertical parts	3,4	42,60		3,20	4,8
17-17	Water chiller					25
12 - 10	Condensate collector					1,2
11 - 16	Condenser					1,3
3a-7	Steam drum					200
<b>TOTAL PLANT</b>						<b>455</b>

La dimensione di ciascun ramo circuitale è descritto in Tabella 4-2. Va evidenziato che il volume totale della tubazione è di circa 460 litri, e se il volume considerato per l'Energy Box è di circa 300 litri, il volume di progetto per il vaso di espansione è 750 litri.

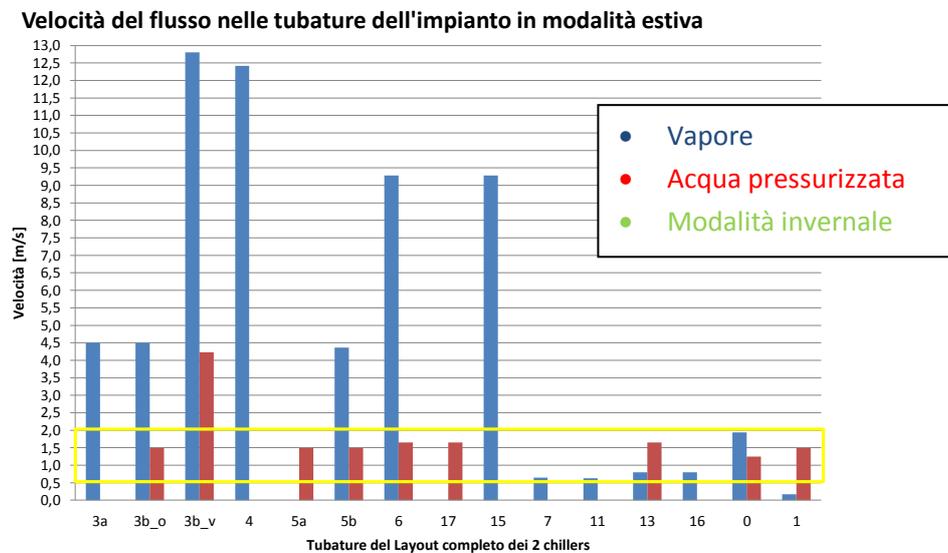
#### 4.2.1 Modalità vapore – fuori progetto

La radiazione solare giornaliera è molto variabile e solitamente le condizioni nominali non vengono a verificarsi, il sistema opera quindi quasi sempre in condizioni di fuori progetto. Per questo motivo è stata effettuata un'analisi sul comportamento del sistema in condizioni al di fuori di quelle nominali, per verificare se l'idraulica è stata dimensionata in modo corretto e per valutare il rispetto delle portate raccomandate. L'impianto SHC opera in modalità vapore se la radiazione solare è superiore a 350 W/m<sup>2</sup>, al di sotto, il sistema non riesce a raccogliere sufficiente energia per fornire

vapore al refrigeratore. L'analisi fuori progetto è stata condotta considerando una portata massica costante all'interno del campo solare (0,153 kg/sec) in 3 differenti livelli di radiazione solare.

### 950 W/m<sup>2</sup> (Figura 4-7)

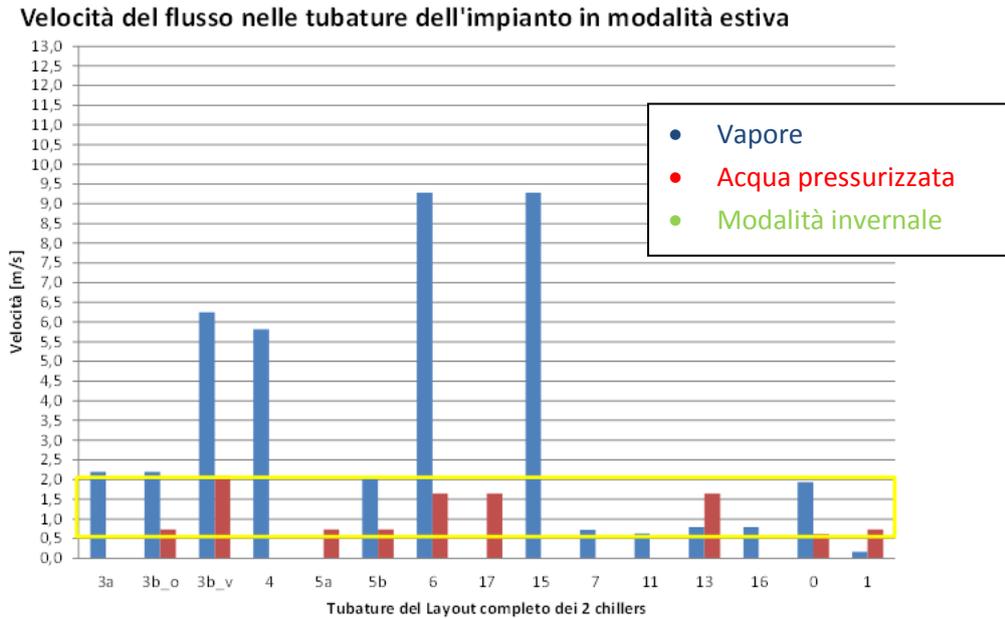
Le velocità raccomandate sono rispettate ad eccezione del ramo 1 di collegamento tra la pompa di ricircolo e l'ingresso del campo solare, tuttavia abbiamo una velocità nella modalità di funzionamento estiva con vapore inferiore a quella consigliata. Si è cercato di scegliere i diametri dei tubi in modo da rientrare nei range di velocità raccomandati per l'acqua ed il vapore, ma dove non è stato possibile trovare un adeguato compromesso, è stato preferito avere una velocità del fluido all'interno dei tubi inferiore a quella consigliata, ciò comporta inevitabilmente una riduzione delle perdite di carico.



**Figura 4-7** Installazione Energy Box – Firenze – velocità del fluido in ogni ramo 950 W/m<sup>2</sup>

### 500 W/m<sup>2</sup> (Figura 4-8 Figura 4-7)

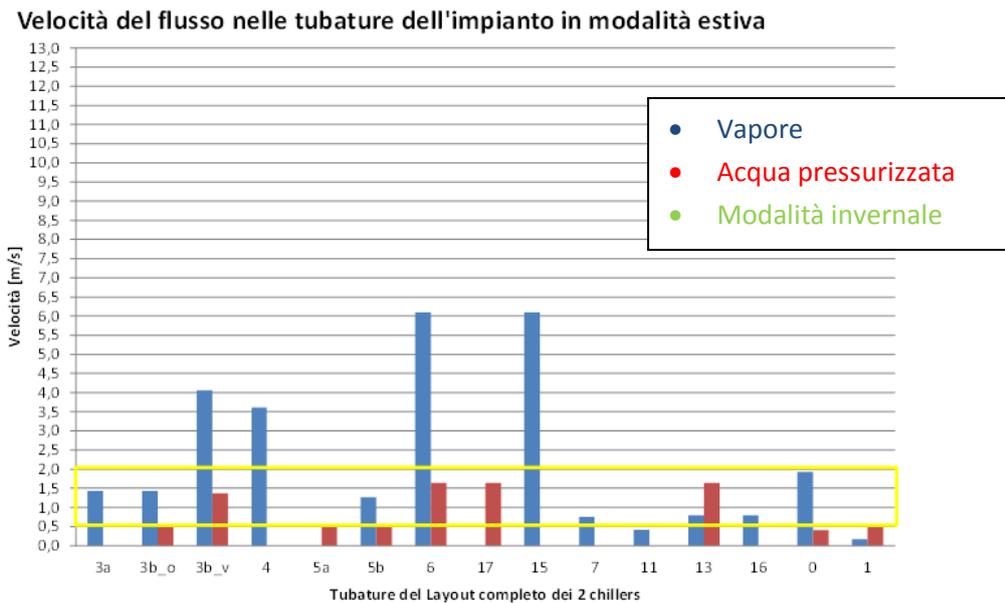
Rispetto al caso summenzionato le velocità diminuiscono, va sottolineato che comunque anche con un irraggiamento di 500 W/m<sup>2</sup> siamo in grado di garantire ai 2 chillers la portata nominale da loro richiesta.



**Figura 4-8** Installazione Energy Box – Firenze – velocità del fluido in ogni ramo 500 W/m<sup>2</sup>

350 W/m<sup>2</sup> (Figura 4-9)

Le velocità diminuiscono ulteriormente, le velocità raccomandate non vengono rispettate, in tutti i rami del circuito vapore la velocità è inferiore a 10 m/s poiché la portata in massa di vapore scende a 0.009 kg/s (Figura 4-10)



**Figura 4-9** Installazione Energy Box – Firenze – velocità del fluido in ogni ramo 350 W/m<sup>2</sup>

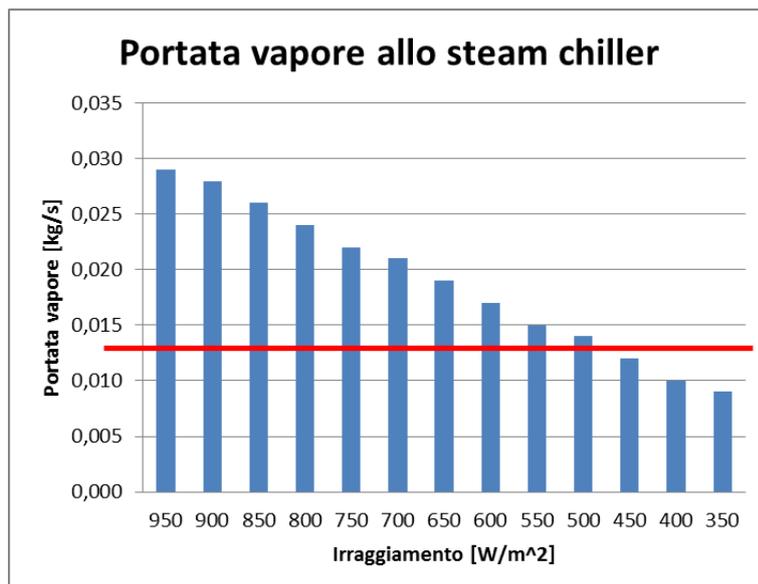


Figura 4-10 Installazione Energy Box – Firenze – Portata di vapore in uscita dallo steam drum al variare dell'irraggiamento solare.

### 4.3 Equipaggiamento per il circuito DSG (Direct Steam Generation)

Il lay-out del sistema DSG (Figura 4-2) prevede l'installazione di uno Steam Drum, un Condensate Collector ed un vaso di espansione. Lo Steam Drum ed il Condensate Collector, sono stati progettati in quanto non disponibili sul mercato, si sono realizzati i modelli in SolidWorks ed Ansys al fine di verificare che la soluzione rispettasse le normative relative ai serbatoi in pressione. Inoltre, una struttura di sostegno è stata sviluppata nel rispetto delle specifiche in termini di altezza dei componenti, caratteristica obbligatoria per evitare la cavitazione nelle pompe di ricircolo. Il vaso di espansione, infine, è stato definito prendendo in considerazione il volume totale di acqua contenuta nell'impianto ed è stato scelto tra i dispositivi disponibili in commercio.



Figura 4-11 Installazione Energy Box – Firenze – Steam Drum non ancora coibentato e Collettore delle condense installati

#### 4.3.1 Steam drum

Lo Steam Drum è stato progettato seguendo la normativa Italiana "ANCC - RACCOLTA VSR" le principali caratteristiche considerate sono elencate di seguito:

- Pressione nominale = 1,2 MPa
- Volume = 200 litri
- Temperatura = 190 °C
- Diametro interno = 500 mm
- Lunghezza del serbatoio = 1.000 millimetri

Poiché non siamo riusciti a trovare nessuna apparecchiatura disponibile in commercio per essere utilizzata come Steam Drum nel sistema DSG, lo stesso è stato completamente progettato. Disegni 3D sono stati realizzati per definire l'esatta posizione delle prese/sbocchi di vapore e condensa, poi si è sviluppato un modello Ansys per valutare il rispetto della direttiva PED e per verificare se lo spessore del sistema e le sezioni di saldatura fossero state progettate correttamente.

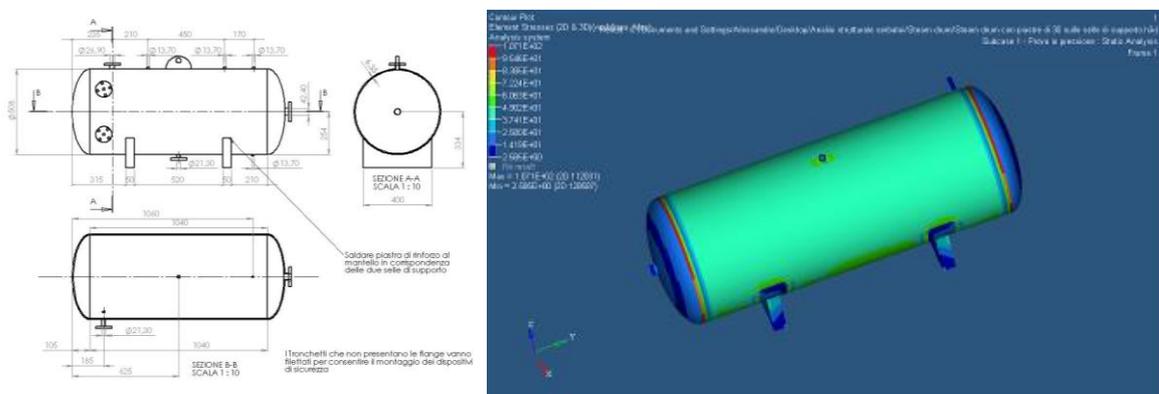


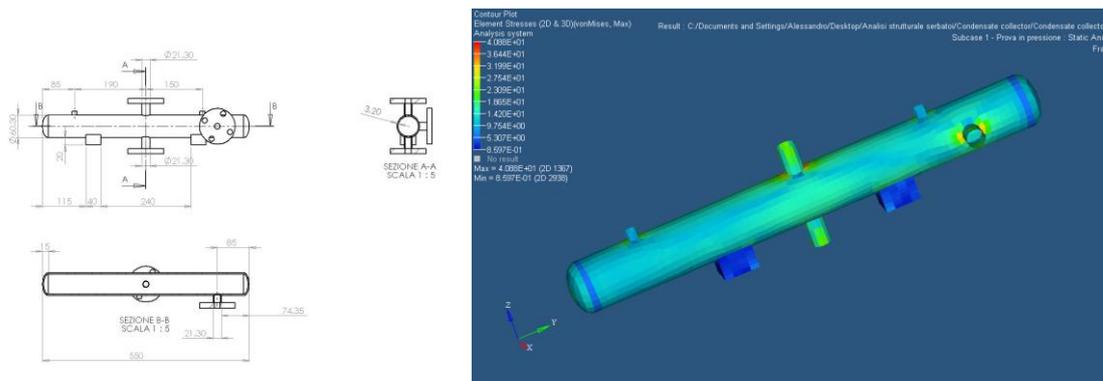
Figura 4-12 Installazione Energy Box – Firenze – Steam Drum, modello tridimensionale e disegni

#### 4.3.2 Collettore delle condense

Il collettore delle condense è stato progettato seguendo la normativa Italiana "ANCC - RACCOLTA VSR" le principali caratteristiche considerate sono elencate di seguito:

- Pressione nominale = 1,2 MPa
- Volume = 1,2 litri
- Temperatura = 190 °C
- Diametro interno = 55 mm
- Lunghezza del serbatoio = 520 millimetri

Analogamente allo Steam Drum, non siamo riusciti a trovare nessuna apparecchiatura disponibile in commercio per essere utilizzata come Collettore delle Condense nel sistema DSG, lo stesso quindi è stato completamente progettato. Il collettore delle condense realizzato è quindi uno spezzone di tubo in acciaio inox chiuso alle due estremità. Disegni 3D sono stati realizzati per definire l'esatta posizione delle prese/sbocchi della condensa proveniente dallo Steam Drum e dall'assorbitore acqua-ammoniaca, poi si è sviluppato un modello Ansys per valutare il rispetto della direttiva PED e per verificare se lo spessore del sistema e le sezioni di saldatura fossero state progettate correttamente.



**Figura 4-13** Installazione Energy Box – Firenze – Collettore delle condense, modello tridimensionale e disegni

### 4.3.3 Vaso di espansione

Il vaso di espansione è stato identificato prendendo in considerazione la soluzione già disponibili sul mercato, le specifiche utilizzate per effettuare la scelta sono:

- Volume totale del circuito caldo del sistema, che comprende: il campo solare, l'Energy Box, l'apparecchiatura DSG ed il circuito di distribuzione dell'energia
- aumento di volume dell'acqua da 20 ° C a 190 ° C
- Pressione di esercizio del sistema

I dati considerati per la definizione del vaso di espansione sono elencati nella Tabella 4-3:

**Tabella 4-3** Installazione Energy Box – Firenze – vaso di espansione, specifiche

Expansion Tank - Specifications			
Temperature [°C]	Pressure [bar]	Liquid specific volume [dm <sup>3</sup> /kg]	Total Mass [kg]
190	12	1.1141	750
20	2	1.0018	

Per la pressurizzazione del sistema abbiamo inizialmente valutato la possibilità di utilizzare l'azoto in quanto si volevano prevenire eventuali problemi di corrosione all'interno del sistema, ma i relativi costi di esercizio del sistema (la sostituzione delle bombole di azoto), ci ha portato a predisporre un sistema di pressurizzazione ad aria compressa.

Modelli, Dimensioni in mm. Attacchi e Pesi in Kg.

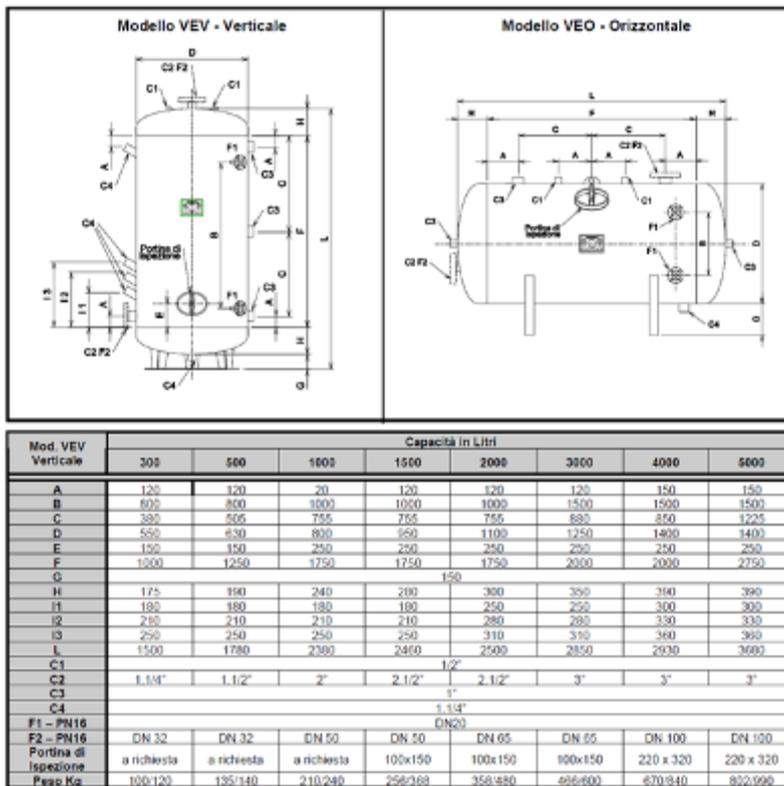


Figura 4-14 Installazione Energy Box – Firenze – Vaso di espansione

#### 4.3.4 Struttura di sostegno

Per il corretto funzionamento del sistema DSG è necessario installare lo Steam Drum ed il collettore delle condense ad altezze diverse in modo da evitare l'uso di un'altra pompa di estrazione della condensa all'interno dello Steam Drum e predisporre un sistema dove le altezze sono tali da mantenere l'NPSH>1 m (NPSH<sub>dp</sub> della pompa di ricircolo) in qualsiasi condizione di funzionamento. Una struttura di sostegno per tutti i componenti del sistema DSG è stata progettata.

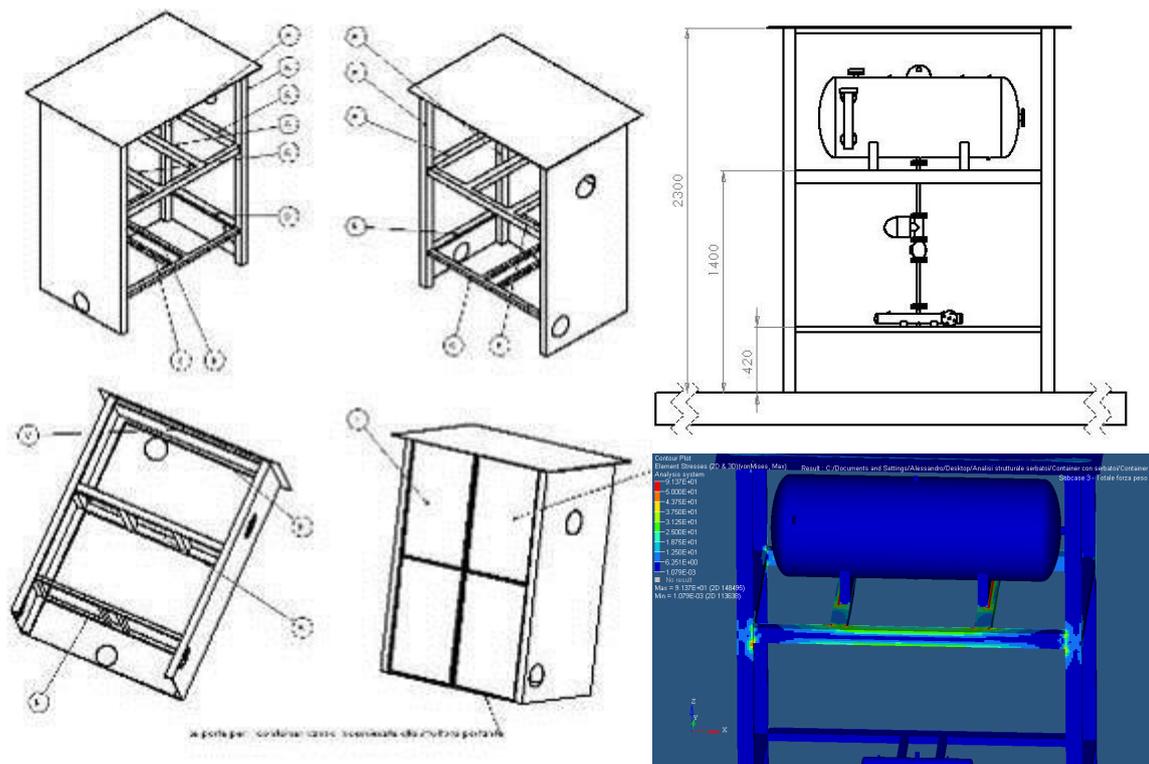


Figura 4-15 Installazione Energy Box – Firenze – Struttura di sostegno equipaggiamento impianto DSG

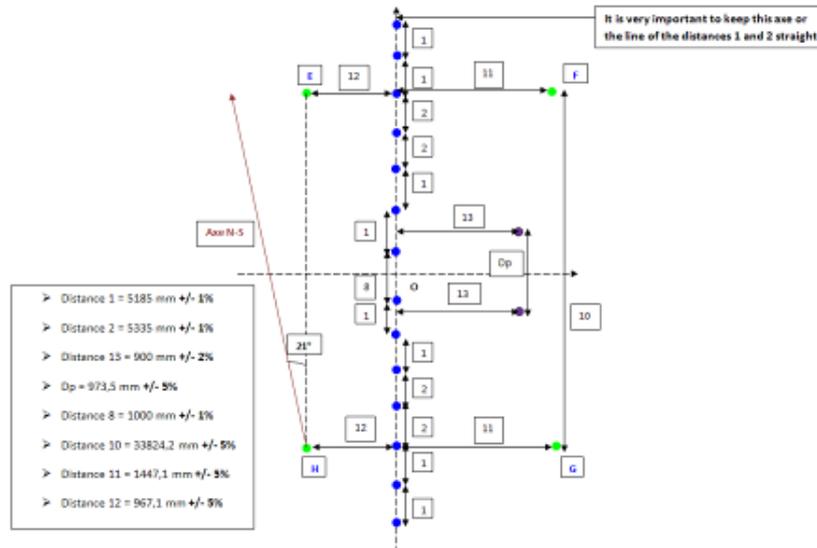
#### 4.4 Campo solare



Figura 4-16 Installazione Energy Box – Firenze – Campo solare

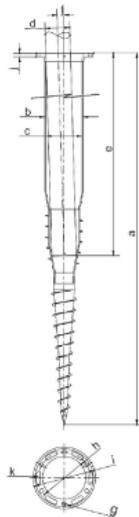
#### 4.4.1 Campo solare, fondazioni

La posizione delle fondazioni per l'installazione di piloni che sostengono i collettori PTC è stata definita: 18 fondazioni sono necessarie al campo solare, sono state identificate le distanze tra le parti e le tolleranze di precisione necessari per l'installazione.

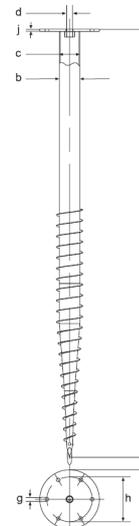


**Figura 4-17 Installazione Energy Box – Firenze – Campo solare posizionamento fondazioni**

Le fondazione a vite rappresentano la tecnologia scelta per l'installazione del campo solare poiché l'unica compatibile con gli spazi a disposizione ed il piano campagna composto prevalentemente da terreno di riporto.



**Figura 4-18 Krinner KSF PFL  
140X1600**



**Figura 4-19 Krinner KSF PV M24  
76X2000**

Due diversi tipi di fondazione vite sono stati confrontati per l'installazione del campo solare tenendo in considerazione:

- La forma della piastra in testa al pilone
- Resistenza alla trazione in funzione del carico da vento
- Costo totale dell'impianto

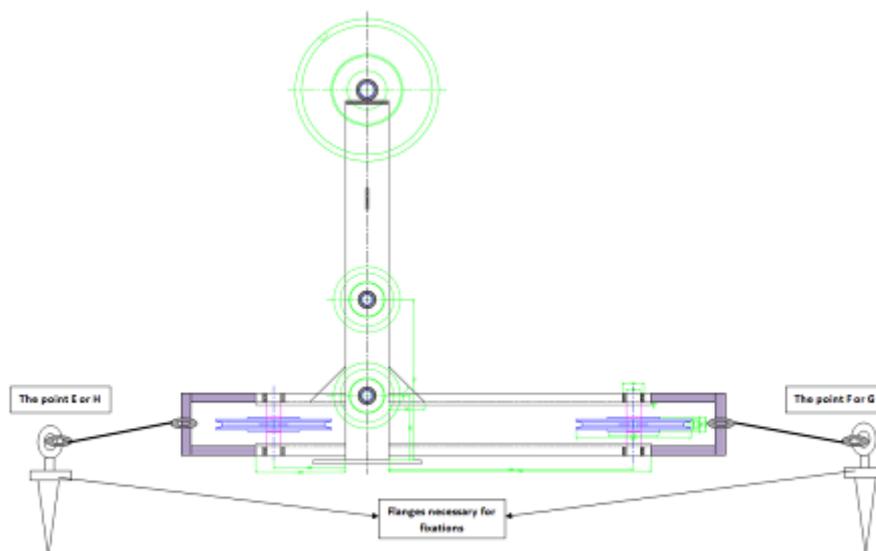


**Figura 4-20** Installazione Energy Box – Firenze – Campo solare, pilone

Le viti KRINNER KSF PV M24 76X2000 sono state infine scelte perché, anche se la loro resistenza alla trazione è minore rispetto alle altre selezionate, il costo totale di fondazione è stato dimezzato.

#### 4.4.2 Campo solare, sistema di tracking

Il layout del campo solare rappresenta una soluzione completamente nuova per il fornitore, quindi il sistema di inseguimento è stato completamente riprogettato da Solitem per adattarlo al posizionamento dei collettori.



**Figura 4-21** Installazione Energy Box – Firenze – sistema di tracking adattato sa SOLITEM

Il sistema è composto da una vite senza fine accoppiata ad un motore asincrono che muovendo un sistema costituito da pulegge trasferisce il movimento di rotazione ai collettori solari attraverso una fune d'acciaio. In Figura 4-22 è rappresentato in maniera schematica il sistema di movimentazione a pulegge, cerchiato in rosso possiamo vedere il sistema di pulegge rappresentato in Figura 4-23.

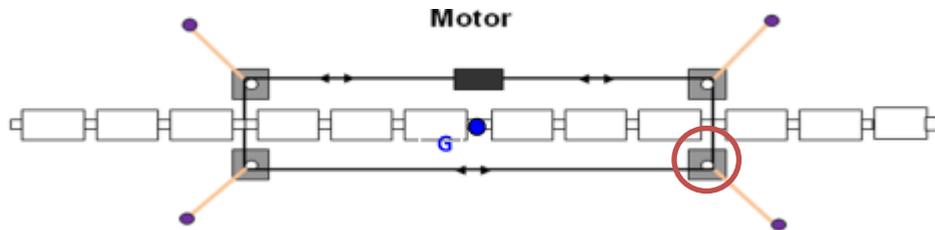


Figura 4-22 Installazione Energy Box – Firenze – sistema di movimentazione dei collettori solari



Figura 4-23 Installazione Energy Box – Firenze – sistema di pulegge collettori solari

#### 4.5 Distribuzione energetica, idraulica

L'Energy Box non gestisce unicamente i circuiti ad alta temperatura per l'alimentazione delle macchine ad assorbimento ma anche i circuiti di distribuzione dell'energia, quelli di media temperatura, quelli per la parte frigorifera nonché il sistema HVAC. Il circuito idraulico per la distribuzione dell'energia frigorifera ed il circuito per la distribuzione del calore di risulta dal refrigeratore acqua-ammoniaca è stato progettato a partire

dall'analisi un tipico lay-out Figura 4-24, le tubazioni e gli accessori idraulici sono stati dimensionati tenendo in considerazione le portate nominali e le pressioni prescritte dal refrigeratore, nonché le dimensioni delle tubazioni disponibili sul mercato.

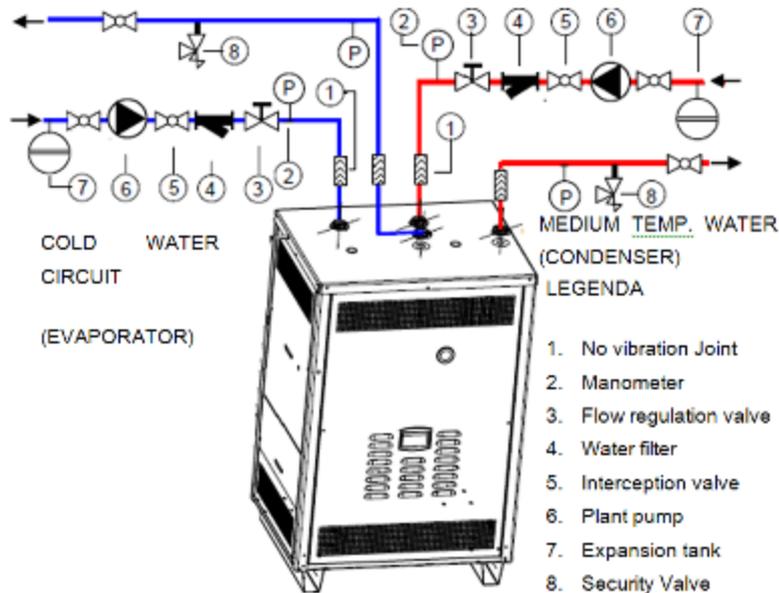


Figura 4-24 Tipico sistema di collegamento idraulico di un chiller

Le prove effettuate sul refrigeratore hanno evidenziato come la portata nominale per il circuito dell'acqua fredda sia di circa 3200 kg/h, mentre per il circuito di dissipazione (temperatura media) sia di circa 3600 kg/h. Inoltre, lo spessore della parete dei tubi è stata dimensionata considerando una pressione massima del circuito di 6 bar.

Tabella 4-4 Installazione Energy Box – Firenze – specifiche circuito di distribuzione

Description	Internal Diameter [mm]	Inches	DN	wall thickness [mm]	Flow-rate [Kg/s]	Flow speed [m/s]
<i>hot pipe chiller to UTA</i>	28,5	1"	25	2,6	3600	1,59
<i>hot pipe UTA to chiller</i>	36,6	1" 1/4	32	2,9	3600	0,96
<i>cold pipe chiller to UTA</i>	28,5	1"	25	2,6	3200	1,39
<i>cold pipe UTA to chiller</i>	36,6	1" 1/4	32	2,9	3200	0,85

Le perdite di carico sono state calcolate al fine di dimensionare le pompe di ricircolo per il freddo ed i circuiti media temperatura.

**Tabella 4-5 Installazione Energy Box – Firenze – circuito di distribuzione perdite di carico**

	Lenght [m]	Internal Diameter [mm]	Flow rate [kg/h]	Flow Speed [m/s]	Total Head Losses [Pa]	Total Head Losses [m <sub>H2O</sub> ]
<i>hot pipe chiller to UTA</i>	31	28,5	3600	1,59	34046.3	3.512436
<i>hot pipe UTA to chiller</i>	31	36,6	3600	0,96	67968.6	6.982544
<i>cold pipe chiller to UTA</i>	30	28,5	3200	1,39	24169.7	2.463903
<i>cold pipe UTA to chiller</i>	30	36,6	3200	0,84	66457.5	6.77447

Le perdite termiche sono state calcolate anche per i circuiti di distribuzione al fine di stimare le dimensioni dell'isolamento dei tubi. Le seguenti temperatura di esercizio sono state considerate:

- Circuito di media temperatura (calore di risulta al condensatore della macchina ad assorbimento NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O) - temperatura massima 60 °C
- Circuito di media temperatura (calore di risulta al condensatore della macchina ad assorbimento NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O) - massimo ΔT 10 °C
- Circuito energia frigorifera (raffreddamento sul lato evaporatore della macchina ad assorbimento NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O) – temperatura minima 5 °C
- Circuito energia frigorifera (raffreddamento sul lato evaporatore della macchina ad assorbimento NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O) - massimo ΔT 5 °C
- Temperatura ambiente di riferimento - Inverno 0 °C - Estate 35 °C

Il miglior compromesso tra il diametro minimo di isolamento, il minimo costo della tubazione e le minime perdite di calore ottenibili si ottengono con uno spessore di isolamento di 13 mm. I risultati sono illustrati nella Tabella 4-6.

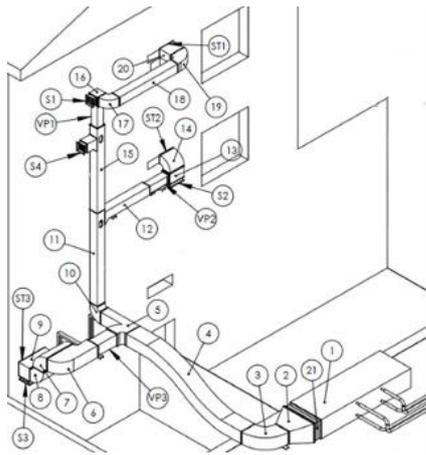
**Tabella 4-6 Installazione Energy Box – Firenze – valutazione perdite di calore nel circuito di distribuzione**

		Inlet Temperature [°C]	Lenght [m]	Thermal Loss [W]	Outlet Temperature [°C]
Delivery	hot pipe chiller - 1st branch	55	1,55	28,1	549,933
	hot pipe - grooved branch	54,993	12,09	38,1	549,842
	hot pipe - Hvac	54,984	18,99	143,6	549,498
Return	hot pipe - Hvac	45	18,60	118,8	449,716
	hot pipe - grooved branch	44,972	12,09	32,6	449,638
	hot pipe chiller - 1st branch	44,964	1,55	25,9	449,576
Deliveri	hot pipe chiller - 1st branch	5	1,55	39,0	50,105
	hot pipe - grooved branch	5,010	12,09	15,0	50,145
	hot pipe - Hvac	5,015	17,41	12,9	50,180
Return	hot pipe - Hvac	10	17,92	32,8	100,088
	hot pipe - grooved branch	10,009	12,09	12,6	100,122
	hot pipe chiller - 1st branch	10,012	1,55	11,6	100,153

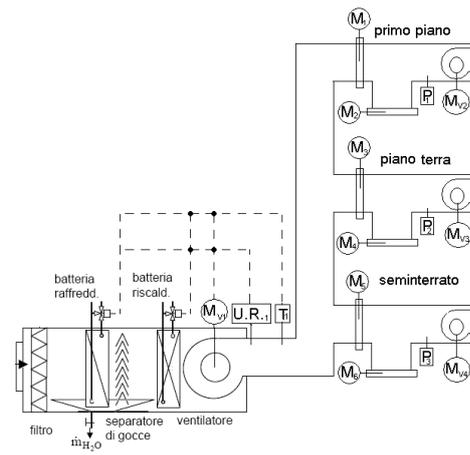
#### 4.6 Distribuzione energetica, HVAC

L'obiettivo principale nella progettazione del sistema HVAC è quello di costruire un sistema di aria condizionata che sia in grado di fornire energia ad un involucro edilizio

in modo da ottenere condizioni termoigrometriche al suo interno che siano conformi alle norme vigenti in termini di qualità di aria e comfort. La norma UNI 10339 "IMPIANTI AERULICI AI FINI DEL BENESSERE" ha definito le specifiche per la progettazione del sistema HVAC collegato all'impianto SHC. La norma vale in particolare per apparecchiature HVAC che forniscono climatizzazione per edifici generici e definisce i parametri operativi di riferimento nonché requisiti minimi del sistema. Il sistema HVAC è stato progettato tenendo in considerazione il già esistente impianto di ventilazione meccanica progettato per fornire una circolazione oraria di 500 m<sup>3</sup> d'aria nel piano terra, 500 m<sup>3</sup> nel primo piano e 1000 m<sup>3</sup> nel seminterrato, per un importo complessivo di 2.000 m<sup>3</sup>/ora.



**Figura 4-25** Installazione Energy Box – Firenze – sistema HVAC



**Figura 4-26** Installazione Energy Box – Firenze – sistema HVAC, strumentazione e controlli

**Tabella 4-7 Installazione Energy Box – Firenze – sistema HVAC, lista componenti e caratteristiche**

N°	TIPOLOGIA	PORTATA [kg/s]	Dimensioni mm		Velocità m/s	Perdita di pressione Pa	Perdita per metro
1	UTA	0,68	400	300	4,63	2,56	
2	Riduzione	0,68	400	300	4,63	6,40	
3	Curva ritta a 90°	0,68	400	300	4,63	1,73	0,62
4	Spostamento raccordato	0,68	300	300	3,09	2,85	
5A	Diramazione monolitica a 2 vie	0,34	300	300	3,09	0,21	0,35
6	Curva ritta a 90°	0,34	800	300	1,16	0,72	
7	Curva piana a 90°	0,34	300	800	1,16	0,24	
8	Curva piana a 90°	0,34	300	800	1,16	0,24	
9	Raccordo a t	0,34	800	300	1,16	0,01	0,04
5C	Diramazione monolitica a 2 vie	0,34	200	300	4,63	1,27	0,94
10	Curva piana a 90°	0,34	200	300	4,63	6,40	
11	Condotto	0,34	200	200	6,95	6,58	2,5
12D	Derivazione	0,17	200	200	3,47	3,60	
12	Condotto	0,17	200	200	3,47	1,28	0,7
13	Raccordo a t	0,17	400	200	1,74	2,52	
14	curva piana a 90°	0,17	200	400	1,74	0,36	
12E	Derivazione	0,17	200	200	3,47	1,44	
15	Condotto	0,17	200	200	3,47	1,49	0,7
16	Raccordo a t	0,17	200	200	3,47	10,08	
17	Curva a 90°	0,17	200	200	3,47	1,80	
18	Condotto	0,17	200	200	3,47	1,34	0,7
19	Curva di trasformazione	0,17	400	200	1,74	1,08	
20	Condotto	0,17	400	200	1,74	0,05	0,14
21	Giunto antivibrante						
ST1	Serranda tagliafuoco						
ST2	Serranda tagliafuoco						
ST3	Serranda tagliafuoco						
S1	Serranda di regolazione						
S2	Serranda di regolazione						
S3	Serranda di regolazione						
S4	Serranda di regolazione						
VP1	Regolatori a portata variabile						
VP2	Regolatori a portata variabile						
VP3	Regolatori a portata variabile						

### Caratteristiche UTA

- Velocità di attraversamento nominale 2,5 m/s
- Filtri di classe 10 M+A+AS prefiltro di efficienza F5 a tasche sull'aria esterna efficienza F9 e un filtro ad alta efficienza sulla mandata di classe H12.
- Batteria di raffrescamento:

POTENZA BATTERIA DI SCAMBIO TERMICO – RAFFRESCAMENTO - UTA	
ESTATE	25 kW
TEMPERATURA IN INGRESSO E ΔT	
T <sub>ingresso</sub>	Da 12 a 5 °C
ΔT	5 °C

- Batteria di riscaldamento:

POTENZA BATTERIA DI SCAMBIO TERMICO – RISCALDAMENTO - UTA	
ESTATE – POST RISCALDAMENTO	10 kW
INVERNO	35 kW
TEMPERATURA IN INGRESSO E $\Delta T$	
$T_{\text{ingresso}}$	Da 45 a 55 °C
$\Delta T$	10 °C

- Gruppo di umidificazione: **NON PRESENTE**
- Ventilatore, dotato di inverter:

DATI DI PROGETTO	
$\Delta P$	135 Pa
Portata nominale	2000 m <sup>3</sup> /h

- Sensori:
  - U.R.1: rilevatore di umidità relativa.
  - T1: termostato per condotti d'aria.



Figura 4-27 Installazione Energy Box – Firenze – sistema HVAC installato

#### 4.7 Equipaggiamento per il controllo ed il monitoraggio

Di seguito si riporta la lista di tutti la componentistica installata presso l'impianto SHC, per la posizione dei vari componenti si faccia riferimento al P&I dell'impianto illustrato in Figura 4-2. Analoghi riferimenti sono stati utilizzati per presentare le procedure di funzionamento dell'impianto implementate nell'Energy Box e per la valutazione dei risultati sperimentali ottenuti.

**Tabella 4-8 Installazione Energy Box – Firenze – Lista termo resistenze installate**

<i>Name</i>	<i>Refer N°</i>	<i>Control</i>	<i>Type</i>	<i>Note</i>
T	1	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	2	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	3	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	4	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	5	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	6	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	7	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	8	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	9	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	10	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	11	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	12	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	13	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	14	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	15	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	16	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	17	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	18	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	19	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	20	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	21	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	22	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	23	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	24	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	25	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	26	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	29	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	30	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	31	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	32	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	33	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	34	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	35	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	36	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	37	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	38	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	39	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	40	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	41	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	46	Thermo-resistor	PT100	4 wire
T	47	Thermo-resistor	PT100	4 wire, in the Condensate collector
T	48	Thermo-resistor	PT100	4 wire, in the Steam Drum
T	49	Thermo-resistor	PT100	4 wire

**Tabella 4-9 Installazione Energy Box – Firenze – Lista valvole installate**

<i>Symbol</i>	<i>Refer N°</i>	<i>Type</i>	<i>DN</i>	<i>Control</i>
<b>V</b>	1	Diverter valve	40	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	2	Diverter valve	32	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	3	Diverter valve	32	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	4	Diverter valve	40	Position Feedback position
<b>V</b>	5	Diverter valve	32	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	6	Diverter valve	32	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	7	Diverter valve	32	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	8	Diverter valve	32	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	9	Diverter valve	32	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	10	Diverter valve	32	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	11	Diverter valve	32	Position Feedback position
<b>V</b>	12	Diverter valve	32	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	13	Diverter valve	25	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	14	Diverter valve	32	Cross Feedback position
<b>V</b>	15	Diverter valve	32	Position Feedback position
<b>V</b>	18	Mixing valve	32	Position Feedback position
<b>V</b>	22	Diverter valve	40	Cross on/Divert off Feedback cross Feedback divert
<b>V</b>	23	Diverter valve	32	Position Feedback position
<b>V</b>	24	Diverter valve	32	Cross Feedback position

**Tabella 4-10 Installazione Energy Box – Firenze – Lista sensori di pressione e di livello installati**

<i>Symbol</i>	<i>Refer N°</i>	<i>Note</i>
<b>Man</b>	1	In the Condensate collector
<b>Man</b>	2	In the Steam Drum
<b>Man</b>	3	In the Expansion tank
<b>Man</b>	4	
<b>Man</b>	5	
<b>Man</b>	6	
<b>Pressure control</b>	5	Remote pressure control in the Expansion tank
<b>Level sensor</b>	1	Expansion tank
<b>Level sensor</b>	2	Steam Drum

**Tabella 4-11 Installazione Energy Box – Firenze – Lista scambiatori installati**

<b>Nome</b>	<b>Potenza kW</b>	<b>Pressione Max Bar</b>	<b>Temperatura Primario °C</b>	<b>Temperatura Secondario °C</b>	<b>Dp. Prim.</b>	<b>Dp sec.</b>
<b>S2</b>	30	30	180	45-55	10	10
<b>S6</b>	45	30	70	45-55	10	10

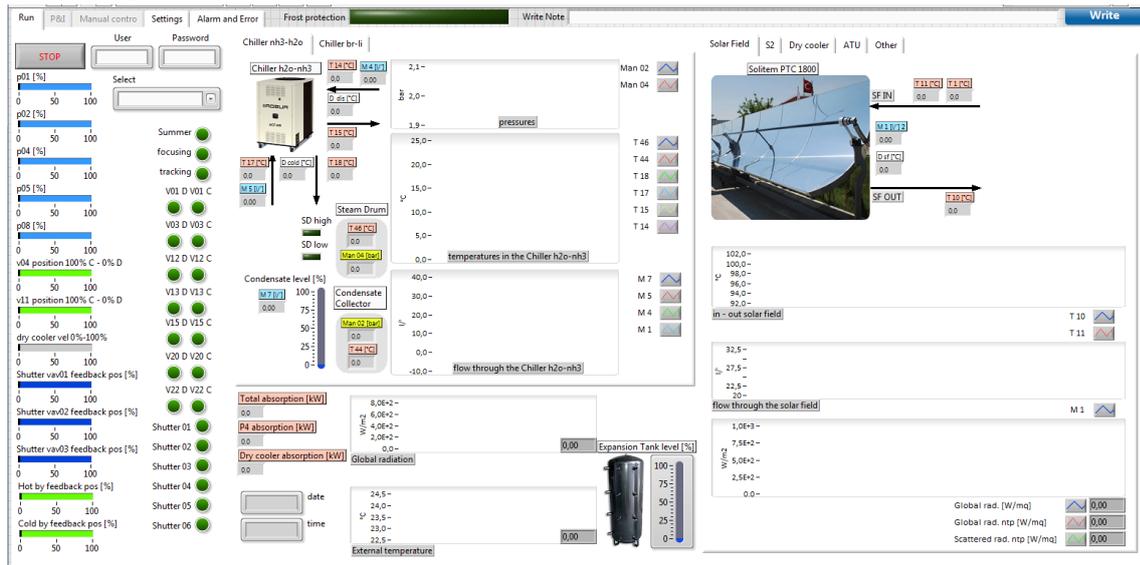
**Tabella 4-12 Installazione Energy Box – Firenze – Lista pompe installate**

<b>Nome</b>	<b>Pres. Max Bar</b>	<b>Temp. Max. °C</b>	<b>Prevalenza di progetto</b>	<b>Controllo</b>	<b>Modello</b>
<b>P1</b>	13	190	350 kPa	ON/OFF Velocity	3Mpumps, modello CTMAG-M6
<b>P2</b>	10	90	250 kPa	ON/OFF Velocity	Grundfos Magna 32-100 con GEMI Module
<b>P4</b>	10	90	250 kPa	0-10 V Velocity	Grundfos Magna 32-100 con GEMI Module
<b>P5</b>	10	90	250 kPa	ON/OFF Velocity	Grundfos Magna 32-100 con GEMI Module
<b>P8</b>	13	190	200 kPa	ON/OFF Velocity	3Mpumps modello, V IN LINE VA03

**Tabella 4-13 Installazione Energy Box – Firenze – Lista misuratori di portata**

<b>Nome</b>	<b>Pres. Max Bar</b>	<b>Temp. Max. °C</b>	<b>l/h</b>
<b>M1</b>	13	190	Da 600 a 7000
<b>M2</b>			Da 500 a 4000
<b>M4</b>			4000
<b>M5</b>			4000
<b>M6</b>	13	190	2000
<b>M7</b>	13	190	600
<b>M8</b>			Da 500 a 4000

## 4.8 Logica di controllo



**Figura 4-28** Schermata iniziale sistema di controllo Energy Box configurato per l'installazione di Firenze

Una volta terminata la fase di progettazione dell'impianto SHC si è passati a definire le varie modalità di funzionamento per poi implementarle all'interno del sistema Energy Box. Le caratteristiche che abbiamo cercato di imprimere al sistema sono:

La realizzazione di un sistema che fosse adattivo in funzione delle condizioni meteo

- Ogni procedura deve prevedere la variabilità della radiazione solare
- Ogni procedura deve prevedere la variabilità della temperatura ambientale

La realizzazione di un sistema ottimizzato per lo sfruttamento dell'energia solare

- Si deve prevedere una strategia di preriscaldamento a bassa temperatura per sfruttare il maggior rendimento dei pannelli in quelle condizioni di temperatura
- Si devono prevedere procedure di ricircolo e di bypass in modo da utilizzare l'inerzia termica del sistema anche in caso di assenza di radiazione solare

La realizzazione di un sistema adattivo per la stabilizzazione della fornitura energetica (HVAC)

- Si deve prevedere l'utilizzo di bypass modulanti prima degli scambiatori
- Si deve agire sull'inverter del ventilatore per mantenere le migliori condizioni termogrometriche all'utenza
- Si vogliono ottimizzare i consumi di energia elettrica

#### 4.8.1 Le procedure

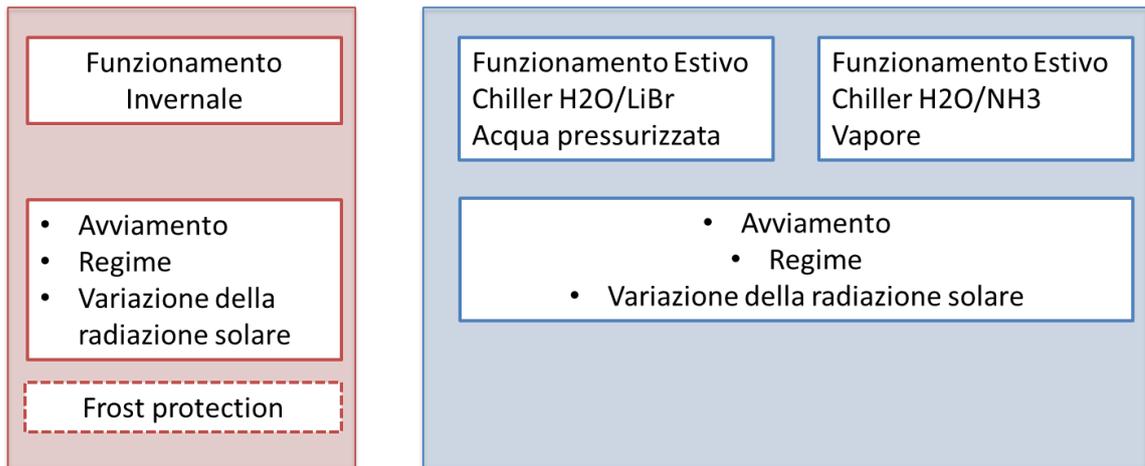


Figura 4-29 procedure di controllo implementate

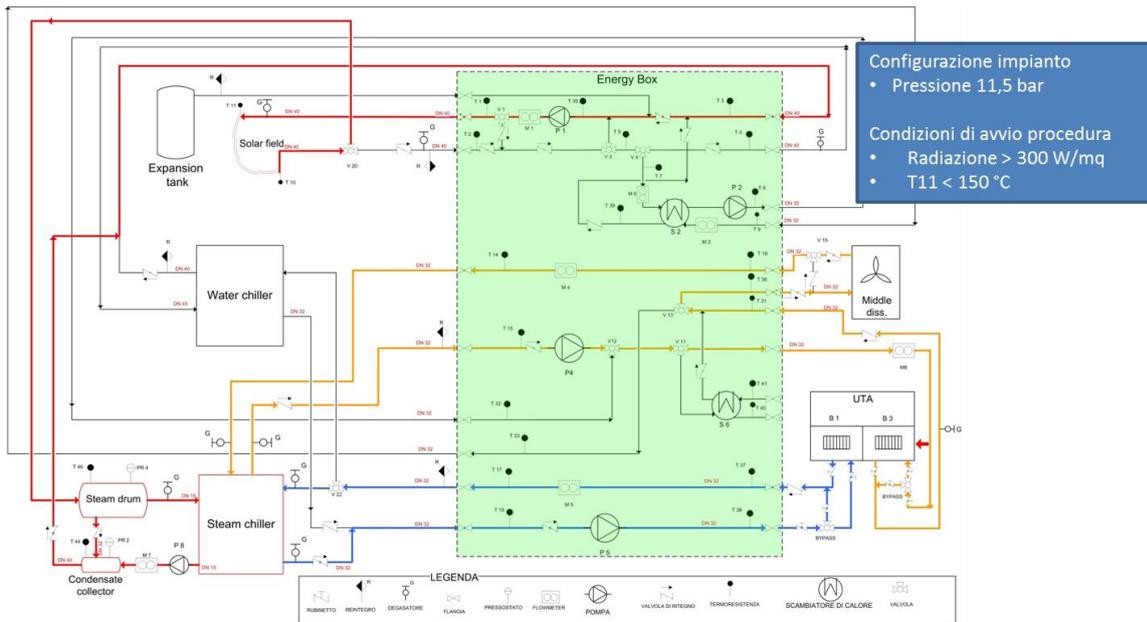
Il sistema prevede quindi una serie di procedure di funzionamento che vanno a coprire tutto l'arco dell'anno andando ad implementare, nelle sue logiche di funzionamento, tutte le peculiarità del sistema installato. Si sono quindi individuati due regimi di funzionamento principali, quello invernale e quello estivo ed all'interno di questi si sono messe a punto procedure di avvio e di regime prendendo sempre in considerazione l'aleatorietà della radiazione solare, caratteristica intrinseca di ogni impianto SHC. Si sono inoltre definite le specifiche procedure per il funzionamento con le due macchine ad assorbimento installate  $H_2O/LiBr$  e  $NH_3/H_2O$ , con i rispettivi fluidi termovettori, acqua pressurizzata e vapore acqueo. Infine si è implementata una procedura "Frost Protection" per proteggere l'impianto dalle gelate invernali.

Definizioni utilizzate:

Focus: il campo solare PTC concentra i raggi solari sul tubo assorbitore.

Defocus: il campo solare PTC si posiziona in maniera da concentrare la radiazione solare in un punto esterno al tubo assorbitore ma in maniera da poter raggiungere la posizione di focus in pochi secondi (circa  $5^\circ$  dalla posizione di focus). Quindi il pannello continua ad inseguire il sole ma non raccoglie la radiazione solare.

## Funzionamento estivo – vapore - Chiller H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> - Start



**Figura 4-30 Funzionamento estivo – vapore - Chiller H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> - Start**

--- Il circuito di alta temperatura dell'impianto (Figura 4-30 colorato in rosso) viene pressurizzata attraverso il circuito di pressurizzazione a 11,5 bar e configurato in modo da trasportare l'energia raccolta dal campo solare allo Steam Drum.

--- Il circuito di media temperatura (Figura 4-30 colorato in arancione) viene configurato in modo da poter trasportare il calore asportato alla macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca lato condensatore/assorbitore alla batteria di post riscaldamento dell'UTA ed in cascata al dry cooler.

--- Il circuito di bassa temperatura (Figura 4-30 colorato in azzurro) viene configurato per asportare l'energia frigorifera prodotta dalla macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca e trasportarla alla batteria di raffreddamento dell'UTA.

Si attende che la radiazione solare superi i 300 W/m<sup>2</sup> prima di accendere la pompa P1 e far circolare una portata d'acqua pari a 30 l/' nel campo solare.

Si passa alla procedura di regime quando la temperatura T11, temperatura dell'acqua in uscita dal campo solare, supera i 150 °C.

## Funzionamento estivo – vapore - Chiller H2O/NH3 - Regime

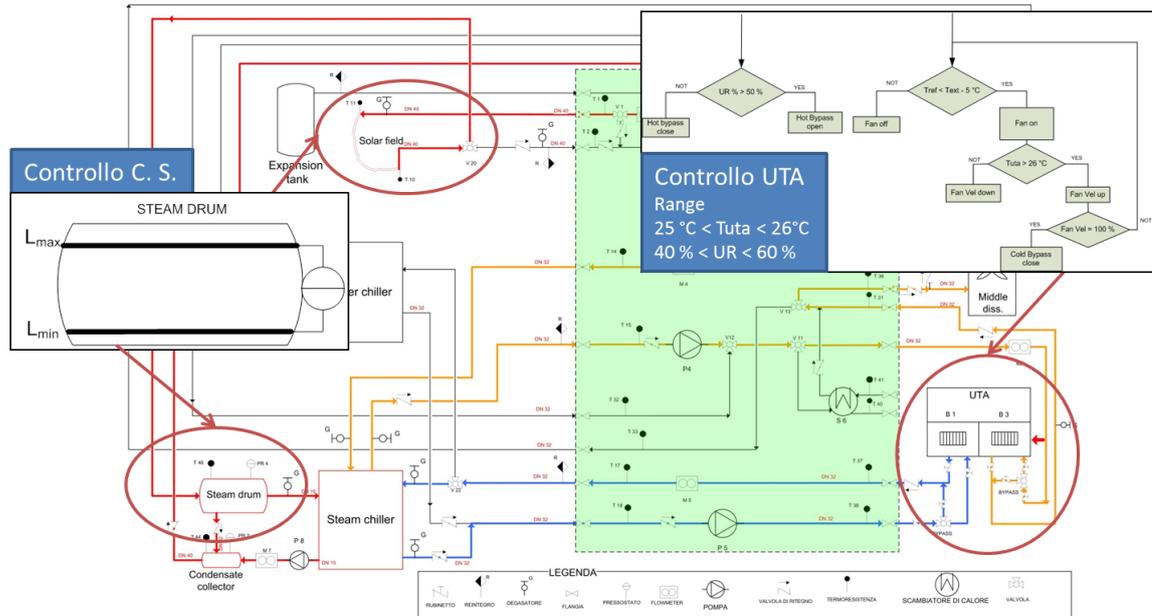


Figura 4-31 Funzionamento estivo – vapore - Chiller H2O/NH3 - Regime

Quando la temperatura T11 supera i 150 gradi si accendono le pompe P4 (50 l/’) e P5 (50 l/’) in modo da far circolare acqua all’interno dei tre circuiti (alta, media, e bassa temperatura), si accende la pompa di estrazione condensa P8 in modo che il fluido caldo inizi a circolare nel desorber della macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca. All’interno del campo solare inizia a formarsi vapore che va a depositarsi nello Steam Drum. Il vapore viene attratto dal refrigeratore acqua-ammoniaca, il sensore di livello installato nel serbatoio del condensato del chiller comanda l’attacca e stacca della pompa P8 in modo da rimuovere la condensa.

### Regolazione focus/defocus campo solare

Se la radiazione solare è eccessiva, e quindi il vapore prodotto è maggiore di quello utilizzato dal chiller, si attiva il sensore di livello minimo  $L_{min}$  presente nello Steam Drum ed il campo solare va in defocus, in modo che i pannelli solari smettano di collezionare energia. In questa condizione, con il chiller che continua ad utilizzare in vapore presente nello Steam Drum, il livelli di condensato al suo interno inizierà a salire fino a raggiungere il sensore di livello massimo  $L_{max}$ . Quando il sensore  $L_{max}$  si attiva il campo solare ritorna nella configurazione di focus.

## Regolazione UTA

Per la regolazione della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria inviata all'utenza si agisce sulle valvole di bypass posizionate nei pressi della batteria di scambio per la refrigerazione (Cold Bypass) e nei pressi della batteria di scambio per il post riscaldamento (Hot Bypass) nonché sulla velocità del ventilatore. L'obiettivo è quello di mantenere una umidità relativa compresa tra il 40% ed il 60% ed una temperatura tra i 25 °C ed i 26 °C.

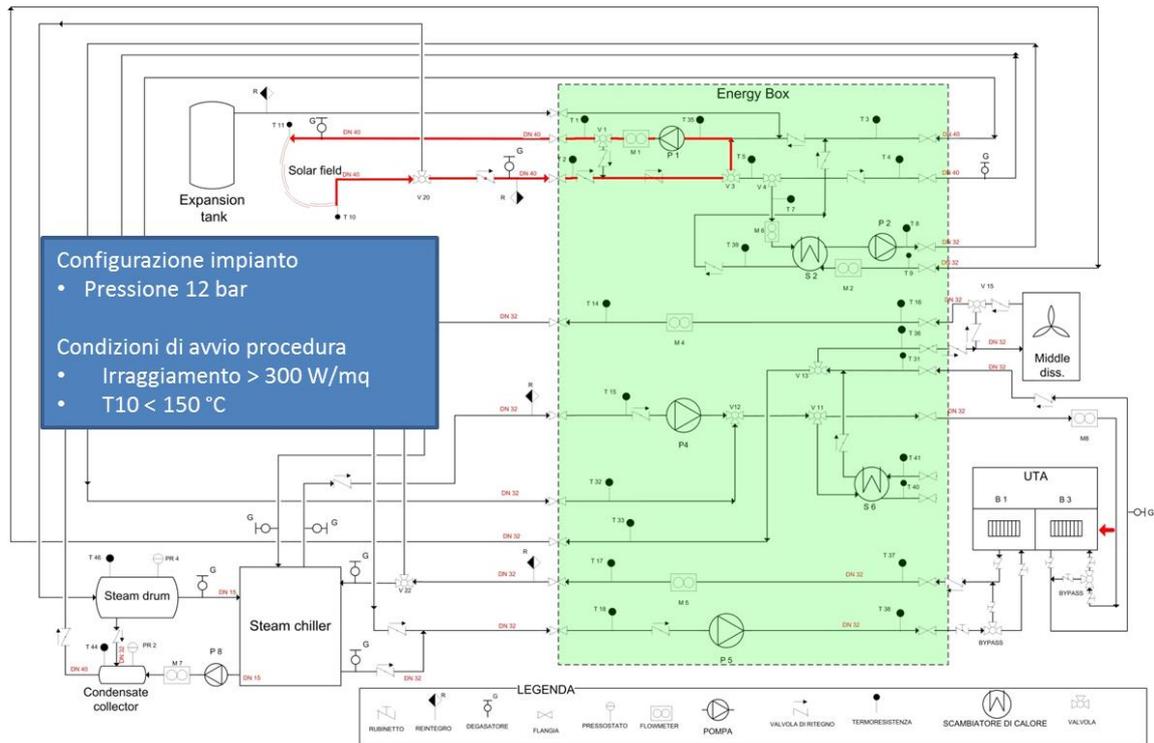
Se l'umidità relativa dell'aria in uscita dall'UTA è maggiore del 50% si chiude l'Hot Bypass.

Se l'umidità relativa dell'aria in uscita dall'UTA è minore del 50% si apre l'Hot Bypass.

Se la temperatura del circuito di bassa temperatura T38 è maggiore della temperatura esterna diminuita di 5 gradi si spegne il ventilatore, in caso contrario si accende il ventilatore e si controlla la temperatura dell'aria in uscita dall'UTA, se questa è minore di 26 gradi si diminuisce la velocità del ventilatore, in caso contrario si aumenta la velocità del ventilatore e si ricontra la temperatura obiettivo. Quando la velocità del ventilatore è al 100% si inizia a regolare il Cold Bypass chiudendolo.

Si agisce prima sul ventilatore dopo sul bypass per cercare un equilibrio che prediliga l'elaborazione della maggior portata possibile.

## Funzionamento estivo - acqua pressurizzata - Chiller H2O/LiBr - Avviamento



**Figura 4-32 Funzionamento estivo - acqua pressurizzata - Chiller H2O/LiBr - Avviamento**

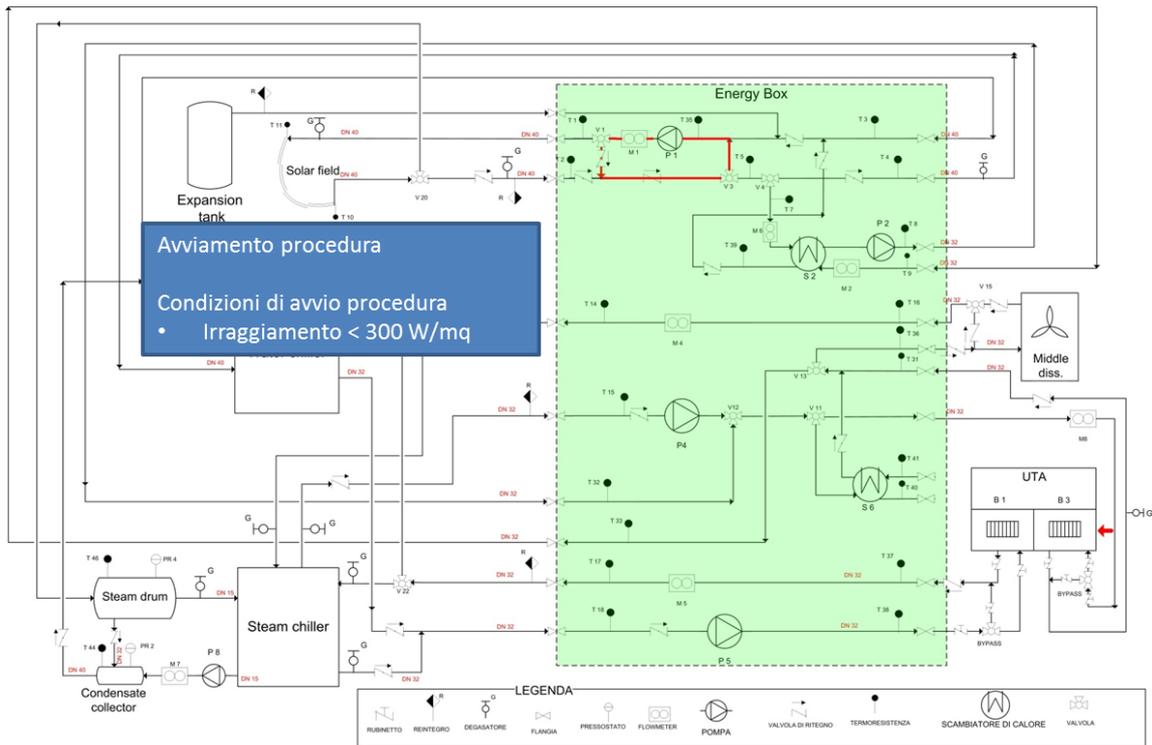
--- Il circuito di alta temperatura dell'impianto (Figura 4-32 colorato in rosso) viene pressurizzata attraverso il circuito di pressurizzazione a 12 bar e configurato in modo da far circolare l'acqua in ciclo chiuso sul campo solare.

Si attende che la radiazione solare superi i  $300 \text{ W/m}^2$  prima di accendere la pompa P1 e far circolare una portata d'acqua pari a 30 l/s nel campo solare.

Si passa alla procedura di regime quando la temperatura T10, temperatura dell'acqua in ingresso dal campo solare, supera i 150 °C.

Questa procedura di preriscaldamento è utilizzata per accelerare l'avviamento dell'impianto e quindi diminuire le oscillazioni termiche che subisce all'avviamento.

Funzionamento estivo - acqua pressurizzata - Chiller H<sub>2</sub>O/LiBr - Avviamento – Insufficiente radiazione solare



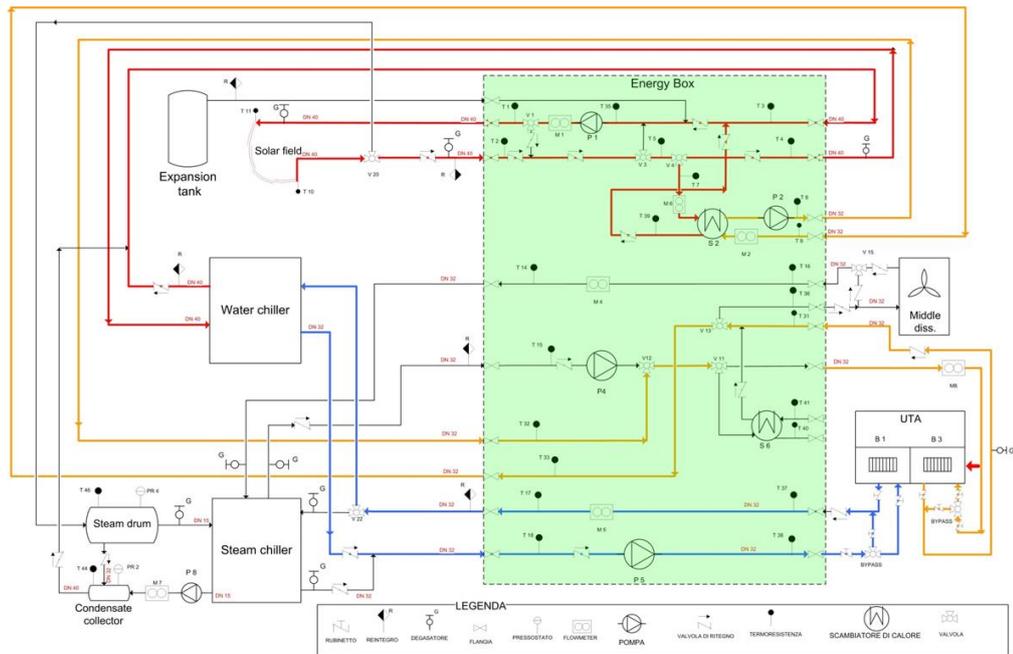
**Figura 4-33 Funzionamento estivo - acqua pressurizzata - Chiller H<sub>2</sub>O/LiBr - Avviamento – Insufficiente radiazione solare**

Se durante la procedura di avviamento la radiazione solare diminuisce al di sotto dei 300 W/m<sup>2</sup> si procede escludendo il campo solare dalla circuitazione dell'acqua e mantenendo il focus dello stesso. Questa procedura è stata implementata in funzione del comportamento del campo solare, che in assenza di radiazione solare funziona come un dissipatore termico. Quindi si cerca di mantenere il calore immagazzinato escludendo il campo solare dal circuito in attesa che la radiazione solare aumenti. Si mantiene questa configurazione per 20 minuti, poi si spegne l'impianto.

--- Il circuito di alta temperatura dell'impianto (Figura 4-32 colorato in rosso) viene configurato in modo da far circolare l'acqua in ciclo chiuso escludendo campo solare.

La pompa P1 resta accesa in modo da far circolare una portata d'acqua pari a 30 l/'.

## Funzionamento estivo - acqua pressurizzata - Chiller H2O/LiBr - Regime



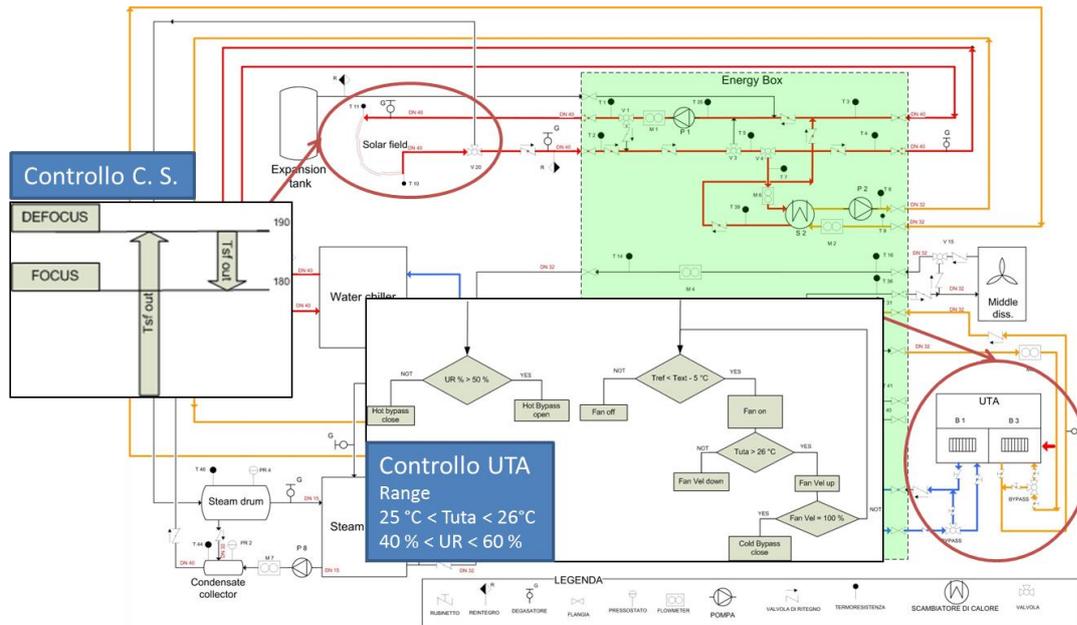
**Figura 4-34 Funzionamento estivo - acqua pressurizzata - Chiller H2O/LiBr - Regime**

--- Il circuito di alta temperatura dell'impianto (Figura 4-34 colorato in rosso) viene configurato in modo da trasportare l'energia raccolta dal campo solare alla macchina ad assorbimento H<sub>2</sub>O-Br-Li.

--- Il circuito di media temperatura (Figura 4-34 colorato in arancione) viene configurato in modo da poter trasportare il calore asportato dal campo solare alla batteria di post riscaldamento dell'UTA.

--- Il circuito di bassa temperatura (Figura 4-34 colorato in azzurro) viene configurato per asportare l'energia frigorifera prodotta dalla macchina ad assorbimento H<sub>2</sub>O-Br-Li e trasportarla alla batteria di raffreddamento dell'UTA.

## Funzionamento estivo - acqua pressurizzata Chiller H2O/LiBr - Regime



**Figura 4-35 Funzionamento estivo - acqua pressurizzata Chiller H2O/LiBr - Regime**

### Regolazione focus/defocus campo solare

Per gestire l'eccessiva radiazione solare si monitora la temperatura in uscita dal campo solare, se la temperatura salendo supera i 190 °C si mette il campo solare in defocus, in modo che i pannelli solari smettano di collezionare energia. In questa condizione, con il chiller che continua ad utilizzare il calore immagazzinato nel fluido termovettore che circola nel circuito caldo, la temperatura inizierà a diminuire. Quando la temperatura, scendendo, si abbassa al di sotto dei 180 °C si rimette in focus il campo solare. Si cerca quindi di mantenere una temperatura di lavoro nel campo solare tra i 180 °C ed i 190 °C.

### Regolazione UTA

Per la regolazione della temperature e dell'umidità relativa dell'aria inviata all'utenza si agisce sulle valvole di bypass posizionate nei pressi della batteria di scambio per la refrigerazione (Cold Bypass) e nei pressi della batteria di scambio per il post riscaldamento (Hot Bypass) nonché sulla velocità del ventilatore. L'obiettivo è quello di mantenere una umidità relativa compresa tra il 40% ed il 60% ed una temperatura tra i 25 °C ed i 26 °C.

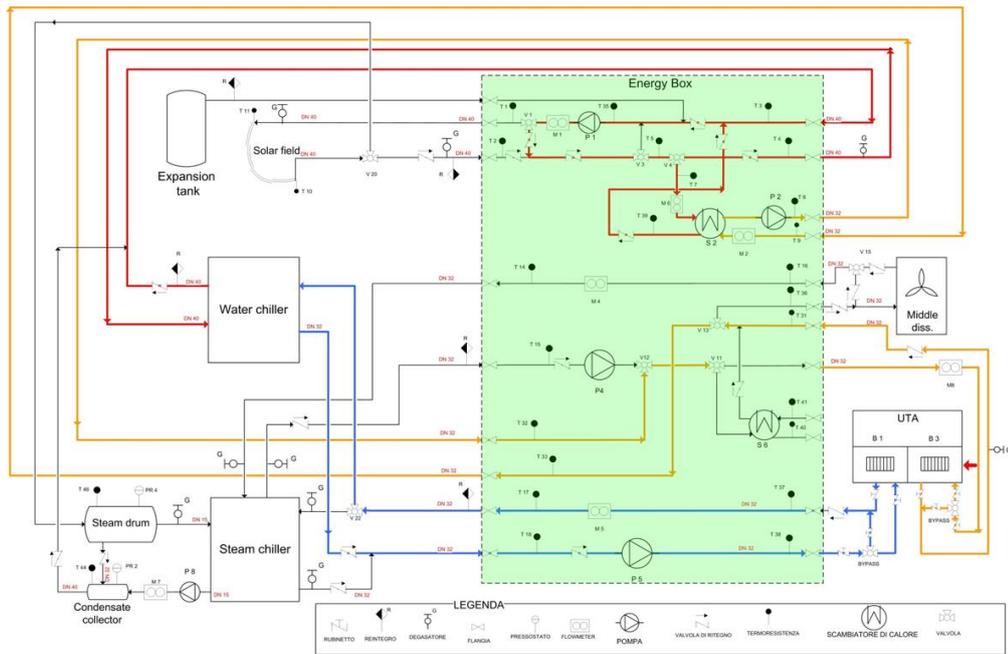
Se l'umidità relativa dell'aria in uscita dall'UTA è maggiore del 50% si chiude l'Hot Bypass.

Se l'umidità relativa dell'aria in uscita dall'UTA è minore del 50% si apre l'Hot Bypass.

del circuito di bassa temperatura T38 è maggiore della temperatura esterna diminuita di 5 gradi si spegne il ventilatore, in caso contrario si accende il ventilatore e si controlla la temperatura dell'aria in uscita dall'UTA, se questa è minore di 26 gradi si diminuisce la velocità del ventilatore, in caso contrario si aumenta la velocità del ventilatore e si ricontra la temperatura obiettivo. Quando la velocità del ventilatore è al 100% si inizia a regolare il Cold Bypass chiudendolo.

Si agisce prima sul ventilatore dopo sul bypass per cercare un equilibrio che prediliga l'elaborazione della maggior portata possibile.

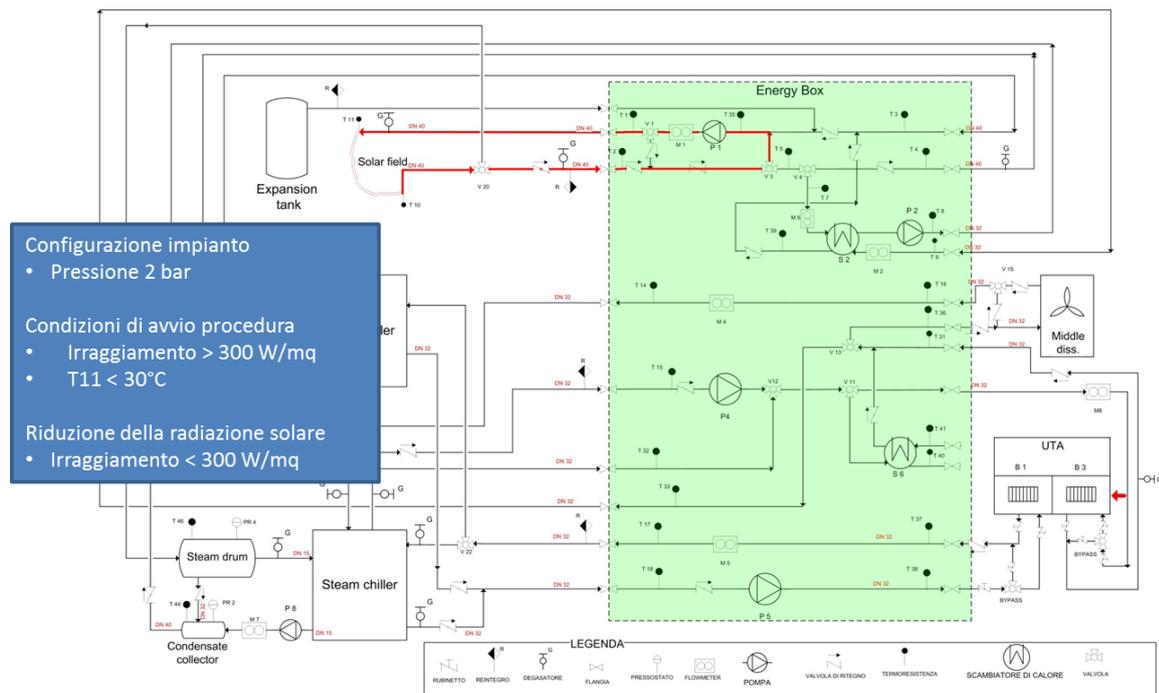
Funzionamento estivo - acqua pressurizzata Chiller H<sub>2</sub>O/LiBr – Insufficiente radiazione solare



**Figura 4-36 Funzionamento estivo - acqua pressurizzata Chiller H<sub>2</sub>O/LiBr – Insufficiente radiazione solare**

Se durante la procedura di regime la radiazione solare diminuisce al di sotto dei 300 W/m<sup>2</sup> si procede escludendo il campo solare dalla circuitazione dell'acqua e mantenendo il focus dello stesso. Questa procedura è stata implementata in funzione del comportamento del campo solare, che in assenza di radiazione solare funziona come un dissipatore termico. Contestualmente si continua ad alimentare la macchina ad assorbimento, sfruttando l'inerzia termica del sistema, fino a che la temperatura in ingresso alla stessa non scende al di sotto dei 150 °C, a quel punto si procede con lo spegnimento dell'impianto.

## Funzionamento invernale - Avviamento



**Figura 4-37 Funzionamento invernale - Avviamento**

--- Il circuito di alta temperatura dell'impianto (Figura 4-37 colorato in rosso) viene pressurizzata attraverso il circuito di pressurizzazione a 2 bar e configurato in modo da far circolare l'acqua in ciclo chiuso sul campo solare.

Si attende che la radiazione solare superi i 300 W/m<sup>2</sup> prima di accendere la pompa P1 e far circolare una portata d'acqua pari a 30 l/s nel campo solare.

Si passa alla regime quando la temperatura T11, temperatura dell'acqua in uscita dal campo solare, supera i 30 °C.

Questa procedura di preriscaldamento è utilizzata per accelerare l'avviamento dell'impianto e quindi ridurre le oscillazioni termiche che subisce all'avviamento.

Se durante la procedura di avviamento la radiazione solare diminuisce al di sotto dei 300 W/m<sup>2</sup> si procede escludendo il campo solare dalla circuitazione dell'acqua e mantenendo il focus dello stesso. Questa procedura è stata implementata in funzione del comportamento del campo solare, che in assenza di radiazione solare funziona come un dissipatore termico. Quindi si cerca di mantenere il calore immagazzinato escludendo il campo solare dal circuito in attesa che la radiazione solare aumenti. Si mantiene questa configurazione per 10 minuti, poi si spegne l'impianto.

## Funzionamento invernale - Regime

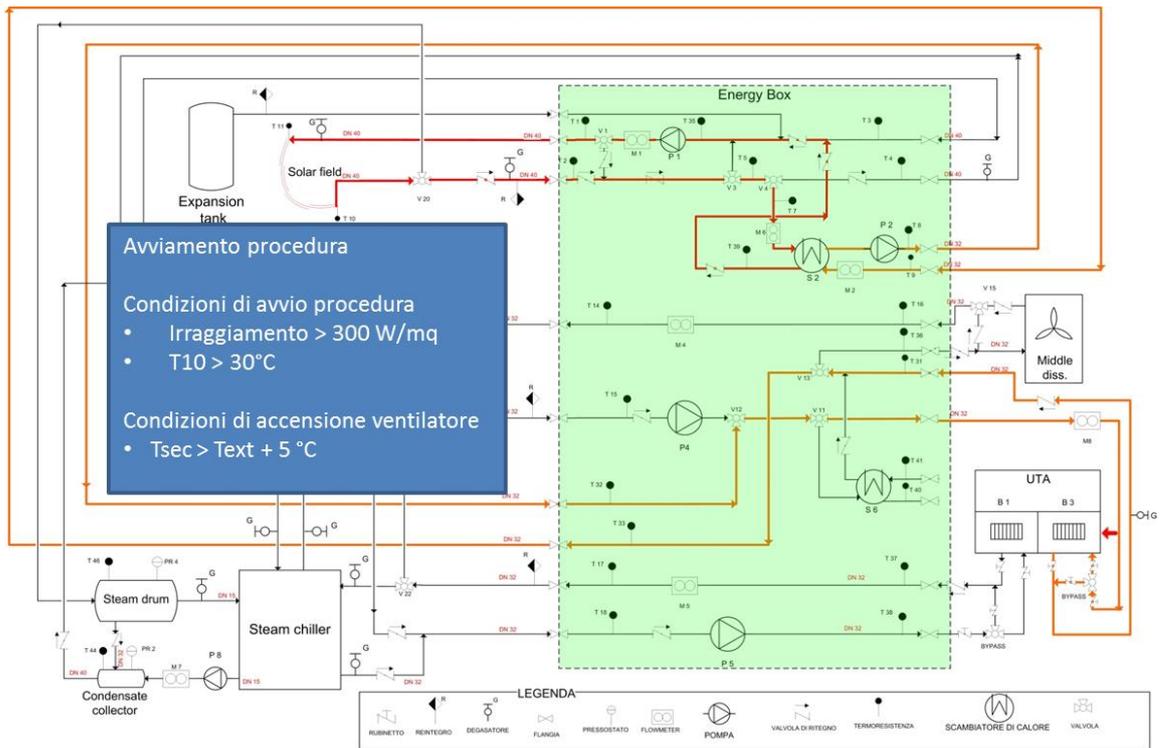


Figura 4-38 Funzionamento invernale - Regime

Una volta che la temperatura in ingresso al campo solare raggiunge i 30 °C l'impianto si configura per iniziare a distribuire il calore all'utenza attraverso l'UTA.

--- Il circuito di alta temperatura dell'impianto (Figura 4-38 colorato in rosso) viene configurato in modo da trasportare l'energia raccolta dal campo solare allo scambiatore S2.

--- Il circuito di media temperatura (Figura 4-38 colorato in arancione) viene configurato in modo da poter trasportare il calore dallo scambiatore S2 alla batteria di scambio calda dell'UTA.

Si accende la pompa P4 per mantenere una portata di 50 l/' nel circuito di media temperatura.

## Funzionamento invernale - Regime

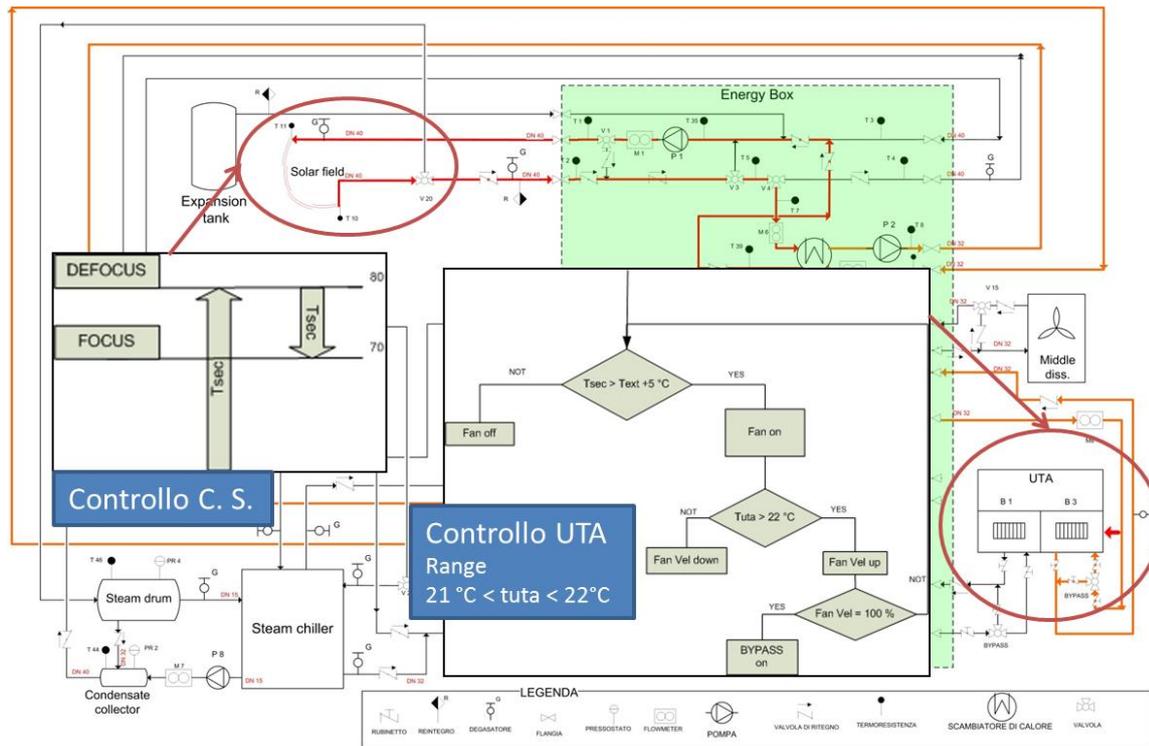


Figura 4-39 Funzionamento invernale - Regime

## Regolazione focus/defocus campo solare

Per gestire l'eccessiva radiazione solare si monitora la temperatura in uscita dal campo solare, se la temperatura salendo supera i 80 °C si mette il campo solare in defocus, in modo che i pannelli solari smettano di collezionare energia. In questa condizione, con il chiller che continua ad utilizzare il calore immagazzinato nel fluido termovettore che circola nel circuito caldo, la temperatura inizierà a diminuire. Quando la temperatura, scendendo, si abbassa al di sotto dei 70 °C si rimette in focus il campo solare. Si cerca quindi di mantenere una temperatura di lavoro nel campo solare tra i 70 °C ed i 80 °C.

## Regolazione UTA

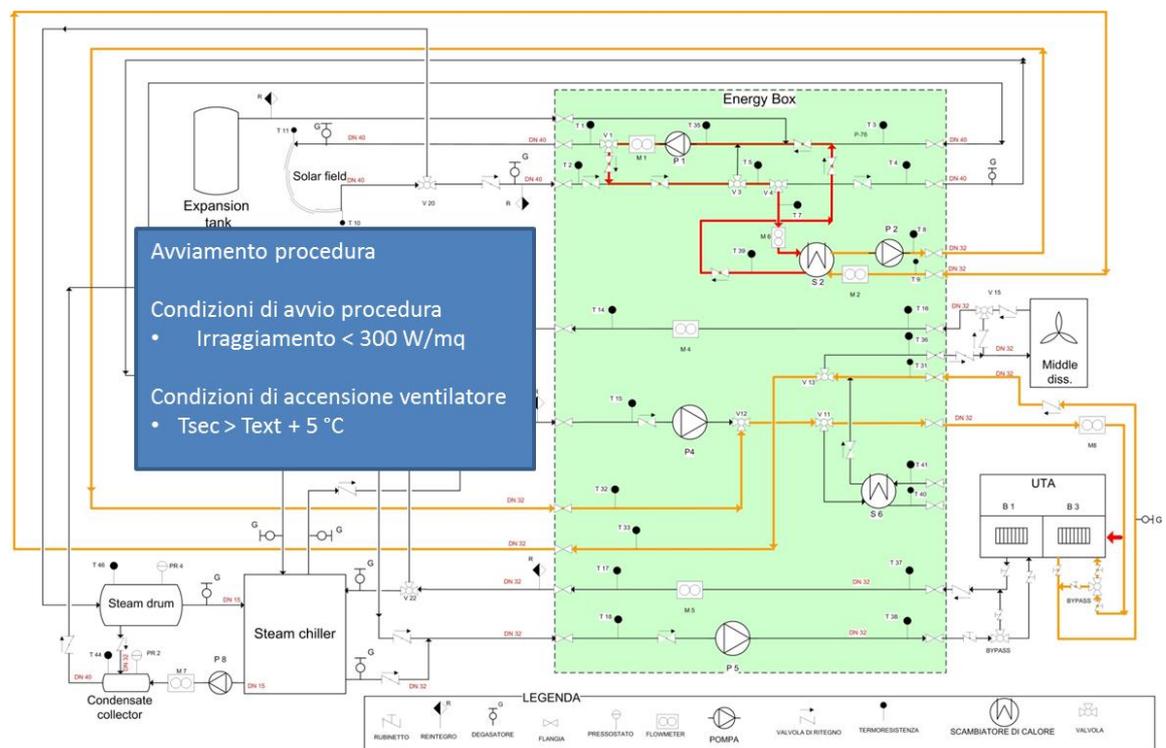
Per la regolazione della temperature dell'aria inviata all'utenza si agisce sulla valvola di bypass posizionata nei pressi della batteria di scambio per il riscaldamento (Hot Bypass) nonché sulla velocità del ventilatore. L'obiettivo è quello di mantenere una temperatura dell'aria in uscita dall'UTA tra i 21 °C ed i 22 °C.

Se la temperatura del circuito di media temperatura T32 è minore della temperatura esterna aumentata di 5 gradi si spegne il ventilatore, in caso contrario si accende il

ventilatore e si controlla la temperatura dell'aria in uscita dall'UTA, se questa è maggiore di 22 gradi si diminuisce la velocità del ventilatore, in caso contrario si aumenta la velocità del ventilatore e si ricontra la temperatura obiettivo. Quando la velocità del ventilatore è al 100% si inizia a regolare l'Hot Bypass chiudendolo.

Si agisce prima sul ventilatore dopo sul bypass per cercare un equilibrio che prediliga l'elaborazione della maggior portata possibile.

### Funzionamento invernale - Radiazione solare insufficiente



**Figura 4-40 Funzionamento invernale - Radiazione solare insufficiente**

Se durante la procedura di regime la radiazione solare diminuisce al di sotto dei 300 W/m<sup>2</sup> si procede escludendo il campo solare dalla circuitazione dell'acqua e mantenendo il focus dello stesso. Questa procedura è stata implementata in funzione del comportamento del campo solare, che in assenza di radiazione solare funziona come un dissipatore termico. Contestualmente si continua ad alimentare la batteria di riscaldamento dell'UTA, sfruttando l'inerzia termica del sistema, fino a che la temperatura del circuito di media temperatura T32 diviene minore della temperatura esterna aumentata di 5 gradi, a quel punto si procede con lo spegnimento dell'impianto.

## 4.9 Dati acquisiti

La tabella seguente riporta tutti i dati acquisiti. I dati vengono raccolti ogni 3 secondi, ogni minuto viene calcolato l'errore quadratico medio e vengono scartati quei valori che si discostano dall'errore quadratico medio per più del 20%, dei valori rimanenti viene fatta la media.

**Tabella 4-14 Dati acquisiti durante il monitoraggio**

Nome	Descrizione	Unità di misura
<b>Tamb</b>	Temperatura esterna	°C
<b>T1</b>	Temperatura interna EB	°C
<b>T2</b>	Temperatura interna EB	°C
<b>T3</b>	Chiller BrLi - alta temperatura - temperatura	Ingresso °C
<b>T4</b>	Chiller BrLi - alta temperatura - temperatura	Uscita °C
<b>T5</b>	Temperatura interna EB	°C
<b>T7</b>	Scambiatore S2 - circuito primario - temperatura	Ingresso °C
<b>T8</b>	Scambiatore S2 - circuito secondario - temperatura	Uscita °C
<b>T9</b>	Scambiatore S2 - circuito secondario - temperatura	Ingresso °C
<b>T10 - T<sub>out</sub></b>	Campo solare - temperatura	Uscita °C
<b>T11 - T<sub>in</sub></b>	Campo solare - temperatura	Ingresso °C
<b>T14</b>	NH3 chiller - media temperatura - temperatura	Ingresso °C
<b>T15</b>	NH3 chiller - media temperatura - temperatura	Uscita °C
<b>T15</b>	UTA - batteria di scambio calda - temperatura	Uscita °C
<b>T16</b>	Dry coler	Uscita °C
<b>T17</b>	Chiller BrLi - bassa temperatura - temperatura	Ingresso °C
<b>T18</b>	Chiller BrLi - bassa temperatura - temperatura	Uscita °C
<b>T31</b>	UTA - batteria di scambio calda - temperatura	Ingresso °C
<b>T32</b>	Inverno - UTA - batteria di scambio calda - temperatura	Uscita °C
<b>T33</b>	Inverno - UTA - batteria di scambio calda - temperatura	Ingresso °C
<b>T35</b>	Temperatura interna EB	°C
<b>T36</b>	Dry coler	Ingresso °C
<b>T37</b>	UTA - batteria di scambio fredda - temperatura	Uscita °C
<b>T38</b>	UTA - batteria di scambio fredda - temperatura	Ingresso °C
<b>T39</b>	Scambiatore S2 - circuito primario - temperatura	Uscita °C
<b>T40</b>	Temperatura interna EB	°C
<b>T41</b>	Temperatura interna EB	°C
<b>T44</b>	NH3 chiller - alta temperatura - temperatura	Uscita °C
<b>T44</b>	Collettore delle condense - temperatura	°C
<b>T46</b>	NH3 chiller - alta temperatura - temperatura	Ingresso °C
<b>T46</b>	Steam Drum - temperatura	°C
<b>TUTA</b>	UTA - temperatura	Uscita °C
<b>UUTA</b>	UTA - umidità relativa	Uscita %
<b>Vento</b>	Velocità vento	m/s

<b>Pioggia</b>	Presenza pioggia	
<b>M1</b>	Campo solare - portata	l/'
<b>M2</b>	Scambiatore S2 - circuito secondario - portata	l/'
<b>M4</b>	NH3 chiller - media temperatura - portata	l/'
<b>M5</b>	NH3 chiller - bassa temperatura - portata	l/'
<b>M5</b>	UTA - batteria di scambio fredda - portata	l/'
<b>M6</b>	Scambiatore S2 - circuito primario - portata	l/'
<b>M7</b>	NH3 chiller - condensato - portata	l/'
<b>M8</b>	UTA - batteria di scambio calda - portata	l/'
<b>PR2</b>	Steam Drum - pressione	bar
<b>PR4</b>	Collettore delle condense - pressione	bar
<b>ExpTankLevel</b>	Vaso di espansione - livello	%
<b>ChNh3Level</b>	NH3 chiller - condensato - livello	%
<b>TotAbs</b>	Potenza elettrica assorbita totale	kW
<b>DryCooAbso</b>	Potenza elettrica assorbita dal dry cooler	kW
<b>P4Abs</b>	Potenza elettrica assorbita dalla pompa P4	kW
<b>P8Abs</b>	Potenza elettrica assorbita dalla pompa P8	kW
<b>GRNTG</b>	Radiazione globale normale a terra	W/m <sup>2</sup>
<b>GRNTP</b>	Radiazione globale normale ai pannelli	W/m <sup>2</sup>
<b>SRNTP</b>	Radiazione diffusa normale ai pannelli	W/m <sup>2</sup>

## 4.10 Il campo solare

### Performance teoriche del campo solare

In Tabella 4-14 sono mostrati i parametri caratteristici dei collettori Solitem PTC 1800 installati a Firenze presso la Misericordia di Badia a Ripoli. Il campo solare è costituito da 12 collettori suddivisi in due moduli che vanno a formare una superficie captante totale di 108 mq. Assumendo un irraggiamento di 900 W/m<sup>2</sup>, superfici specchianti pulite si può arrivare a predire un'efficienza termica complessiva del 65% ed una potenza termica massima intorno ai 60 kW.

La potenza termica prevista del campo solare nelle sue diverse condizioni di funzionamento può essere calcolata con l'aiuto di due correlazioni empiriche che sono state determinate per il collettore Solitem PTC 1800 [30], queste permettono il calcolo del rendimento termico del campo solare in funzione dell'angolo di incidenza e della temperatura di esercizio:

Fattore di correzione dell'angolo di incidenza che descrive la diminuzione delle prestazioni ottiche in funzione dell'angolo incidente:

$$IAM_L(\theta) = 1 + b_1 \cdot \theta + b_2 \cdot \theta^2 + b_3 \cdot \theta^3$$

Dove:

$IAML$ : è il fattore correttivo dell'angolo di incidenza longitudinale

$\theta$ : angolo di incidenza, angolo tra i raggi solari e la normale alla superficie del collettore (in Figura 4-41 se ne può vedere una schematica rappresentazione)

$b_1, b_2, b_3$ : costanti dell'equazione ricavati sperimentalmente

La temperatura del collettore ridotta [°C]:

$$T_m = \frac{0.5 \cdot (T_{out} + T_{in}) - T_a}{DRNTP}$$

Dove:

$T_{in}$ : temperatura del fluido termovettore uscente dal campo solare [°C]

$T_{out}$ : temperatura del fluido termovettore entrante nel campo solare [°C]

$T_a$ : temperatura ambiente [°C]

L'efficienza termica, che descrive la prestazioni termiche tenendo conto delle perdite di calore del collettore in funzione della differenza di temperatura (tra temperatura operativa e temperatura ambiente):

$$\mu_{tht} = \mu_0 - a_1 \cdot T_m - a_2 \cdot DRNTP \cdot T_m^2$$

Dove:

$\mu_{tht}$ : efficienza termica del collettore teorica

$\mu_0$ : efficienza ottica del collettore con radiazione normale al piano del collettore

$$DRNTP = GRNTP - SRNTP$$

$DRNTP$ : radiazione diretta normale al piano del collettore [W/m<sup>2</sup>]

$a_1, a_2$ : parametri dell'equazione ricavati sperimentalmente

Tabella 4-14 Dati acquisiti durante il monitoraggio

Parametro	Valore
<b>Corda</b>	1.8 m
<b>Lunghezza collettore</b>	5 m
<b>Diametro interno assorbitore</b>	0.0356 m
<b>Numero di collettori</b>	12
<b>Numero di collettori per sistema di tracking</b>	12
<b>Area captante totale <math>A_{tot}</math></b>	108 m <sup>2</sup>
<b>Focale</b>	0.78 m
<b>Efficienza ottica <math>\eta_0</math></b>	68.34 %

Inoltre deve essere considerato un valore sperimentale per le perdite di calore nelle intestazioni delle tubazioni del campo solare. La potenza termica e ottica risultante del campo solare può essere calcolata come segue:

$$P_{opt} = DRNTP \cdot IAM \cdot A_{tot} \cdot \mu_0$$

$$P_{tht} = P_{opt} \cdot \mu_{tht} - P_{loss}$$

Dove:

$P_{opt}$ : potenza ottica dei collettori solari teorica[W]

$A_{tot}$ : Area captante totale [m<sup>2</sup>]

$P_{tht}$ : potenza termica dei collettori solari teorica[W]

$P_{loss}$ : perdite di calore nelle intestazioni delle tubazioni [W]

#### Performance sperimentali del campo solare

L'efficienza del campo solare può essere espressa come il rapporto tra la potenza termica fornita al fluido termovettore circolante all'interno dei collettori e quella massima disponibile coincidente con la potenza irradiata dal sole e ad essi incidente:

$$\eta_p = \frac{Q}{A_{tot} \cdot DRNTP}$$

La potenza fornita al fluido termovettore può essere calcolata:

$$P_{th} = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in})$$

Nei casi in cui non si verifichi evaporazione nel campo solare può essere utilizzata l'equazione semplificata:

$$P_{th} = \dot{m} \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot (T_{out} - T_{in})$$

Dove:

$P_{th}$ : potenze utile [W]

$\dot{m}$ : portata del fluido termovettore [kg/s]

$c_{p_{H_2O}}$ : calore specifico a pressione costante del fluido utilizzato [J/kgK]

$h_{out}$ : entalpia fluido termovettore uscente dal campo solare [J]

$h_{in}$ : entalpia fluido termovettore entrante nel campo solare [J]

La potenza così calcolata mostra un andamento oscillatorio particolarmente accentuato nella fase iniziale dovuto al prolungarsi delle condizioni di transitorio per un tempo superiore all'ora di funzionamento. Questo fenomeno, tipico di tutti i collettori PTC, è dovuto al fatto che nel momento in cui viene misurata la temperatura in ingresso il volume di controllo deve percorrere l'intero tubo assorbitore del campo solare prima di arrivare al misuratore di temperatura in uscita quindi la temperatura in uscita verrà rilevata su un volume di controllo diverso rispetto a quello sul quale è stata misurata la temperatura in ingresso e ciò porta al rilevamento di  $\Delta T$  altamente oscillatori. In questa fase di valutazione prestazionale, per ovviare ai problemi di transitorio sopra descritto si può procedere valutando la cumulata dell'energia raccolta dal campo solare.

$$E_{sftheo} = \int P_{tht} dT$$

$$E_{sf} = \int P_{th} dT$$

Dove:

$E_{sftheo}$ : Energia raccolta dal campo solare teorica [kWh]

$E_{sf}$ : Energia raccolta dal campo solare [kWh]

Si sono poi definiti alcune equazioni per il calcolo del rendimento del campo solare per descrivere le performance in funzione delle varie definizioni di irraggiamento.

Parametri utilizzati:

DRNTP:	Radiazione diretta normale alla superficie captante [W/m <sup>2</sup> ]
GRNTP:	Radiazione totale normale alla superficie captante [W/m <sup>2</sup> ]
SRNTP:	Radiazione diffusa normale alla superficie captante [W/m <sup>2</sup> ]
DRNTG:	Radiazione globale normale a terra [W/m <sup>2</sup> ]
GRNTG:	Radiazione globale normale a terra [W/m <sup>2</sup> ]
A <sub>tot</sub> :	Area captante totale [m <sup>2</sup> ]
φ:	angolo del campo solare
θ:	angolo di incidenza
E <sub>sf</sub> :	energia raccolta dal campo solare [kWh]
f:	focale
C:	corda

$$DRNTP = GRNTP - SRNTP$$

$$DRNTG = \frac{DRNTP}{\sin \varphi}$$

Efficienza del campo solare in funzione della radiazione globale normale a terra:

$$\mu_{sf gntg} = \frac{E_{sf}}{\int (GRNTG \cdot A_{tot}) Dt}$$

Efficienza del campo solare in funzione della radiazione diretta normale a terra:

$$\mu_{sf dntg} = \frac{E_{sf}}{\int (DRNTG \cdot A_{tot}) Dt}$$

Efficienza del campo solare in funzione della radiazione globale normale alla superficie captante:

$$\mu_{sf gntg} = \frac{E_{sf}}{\int (GRNTP \cdot A_{tot}) Dt}$$

Efficienza del campo solare in funzione della radiazione diretta normale alla superficie captante:

$$\mu_{sf dntg} = \frac{E_{sf}}{\int (DRNTP \cdot A_{tot}) Dt}$$

Infine si è valutato il rendimento del campo solare in funzione delle varie componenti dell'irraggiamento solare prendendo in considerazione la superficie utile del collettore che non è costante durante l'intero arco della giornata ma è funzione dell'angolo di incidenza; al variare del quale varia la parte di assorbitore ombreggiata e di conseguenza la superficie utile dei pannelli.

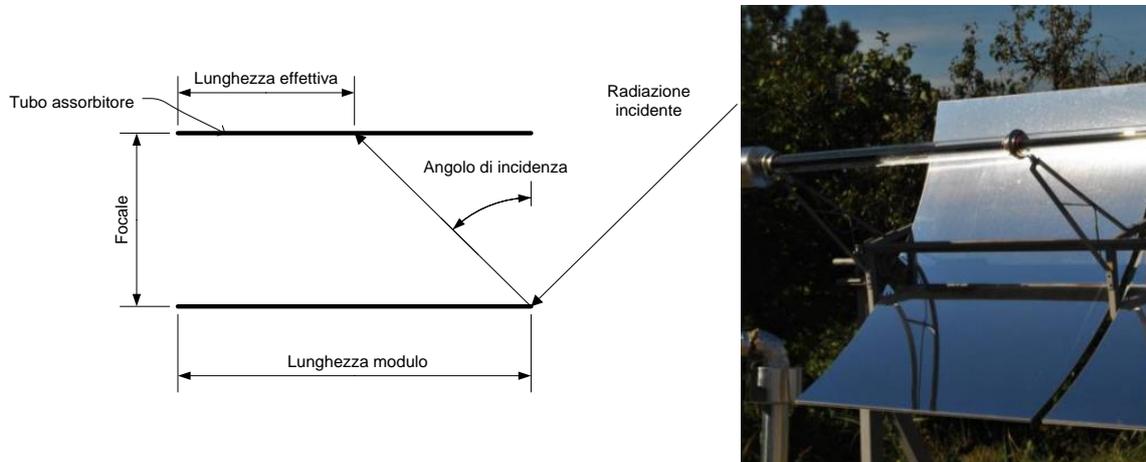


Figura 4-41 Definizione di superficie utile del campo solare

La superficie utile del collettore:

$$A_{red} = A_{tot} - 2 \frac{f}{\tan \varphi} C$$

Efficienza del campo solare rispetto alla superficie utile in funzione della radiazione globale normale a terra:

$$\mu_{sf gntg\_red} = \frac{E_{sf}}{\int (GRNTP \cdot A_{red}) Dt}$$

Efficienza del campo solare rispetto alla superficie utile in funzione della radiazione diretta normale a terra:

$$\mu_{sf dntg\_red} = \frac{E_{sf}}{\int (DRNTG \cdot A_{red}) Dt}$$

Efficienza del campo solare rispetto alla superficie utile in funzione della radiazione globale normale alla superficie captante:

$$\mu_{sf gntp\_red} = \frac{E_{sf}}{\int (GRNTP \cdot A_{red}) Dt}$$

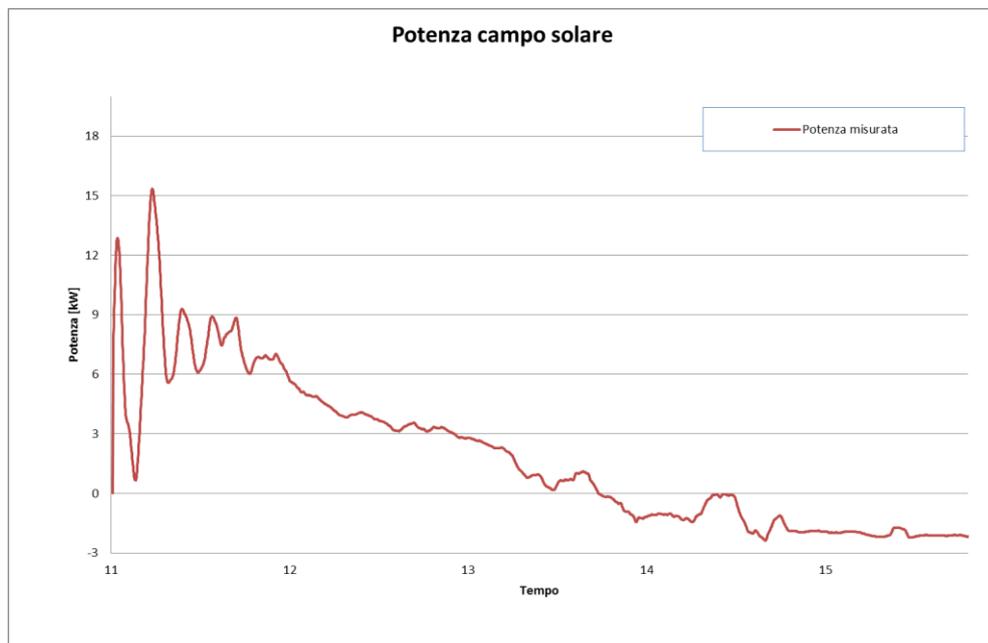
<sup>1</sup> L'immagine è esplicative del fenomeno analizzato ma non rappresenta il campo solare installato.

Efficienza del campo solare rispetto alla superficie utile in funzione della radiazione diretta normale alla superficie captante:

$$\mu_{sfantp\_red} = \frac{E_{sf}}{\int (DRNTP \cdot A_{red}) Dt}$$

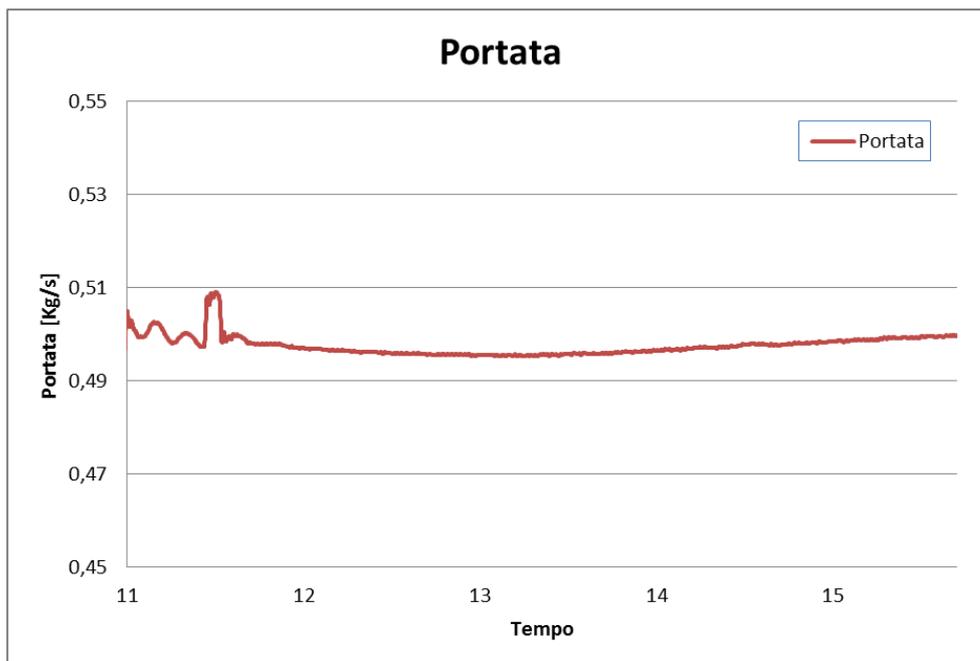
### Dati sperimentali

In questa analisi del campo solare verranno mostrati i dati di una tipica giornata invernale nella quale non si ha formazione di vapore all'interno del tubo assorbitore, andremo a verificare il comportamento dei pannelli ed a valutarne il rendimento comparandolo a quello teorico.



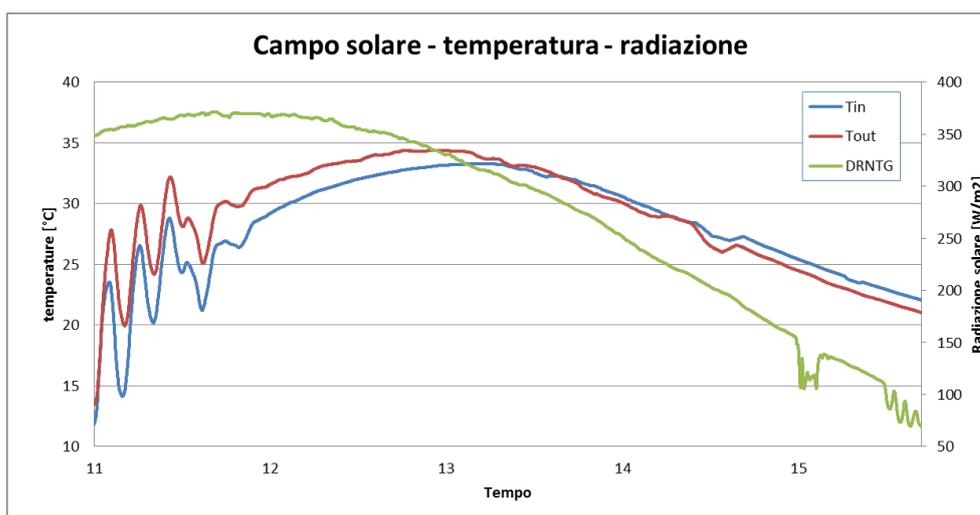
**Figura 4-42 Campo solare, potenza elaborata**

Nella Figura 4-42 è possibile valutare un andamento oscillatorio della potenza particolarmente accentuato nella fase iniziale dovuto al prolungarsi delle condizioni transitorie. E' possibile intervenire idraulicamente su questo comportamento, riducendone la durata, prevedendo un miscelatore prima dell'ingresso del fluido termovettore nel tubo assorbitore, in questa realtà impiantistica non è stato implementato. I dati mostrati si riferiscono ad una giornata invernale dove è possibile apprezzare il momento in cui i pannelli PTC iniziano nel il loro comportamento da dissipatori (la potenza raccolta diviene negativa).



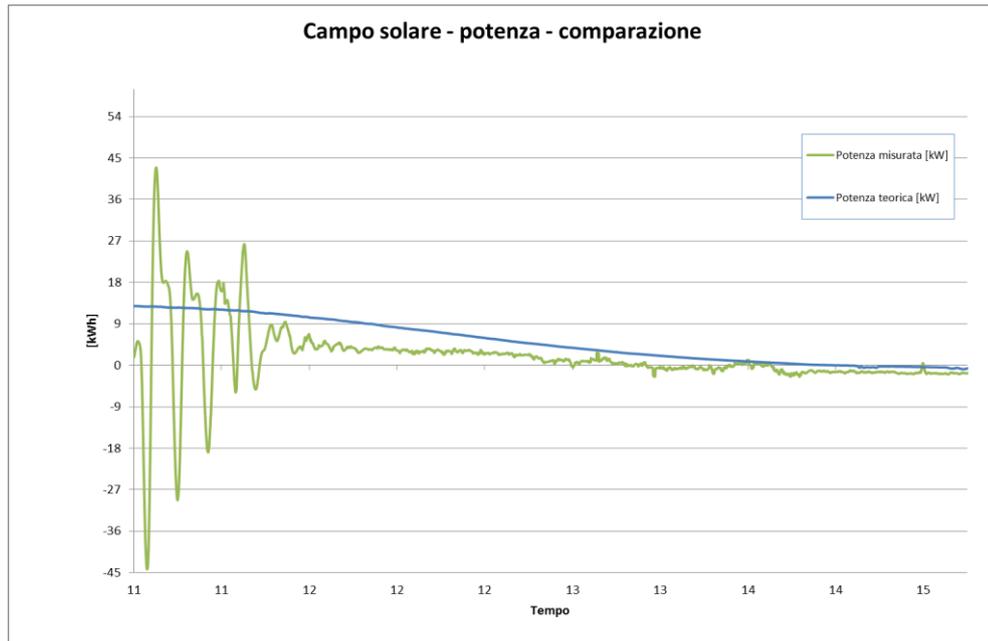
**Figura 4-43 Campo solare, portata in massa**

Dalla Figura 4-43 si può notare come la portata in massa sia sostanzialmente rimasta invariata durante tutto il periodo di funzionamento preso in esame.



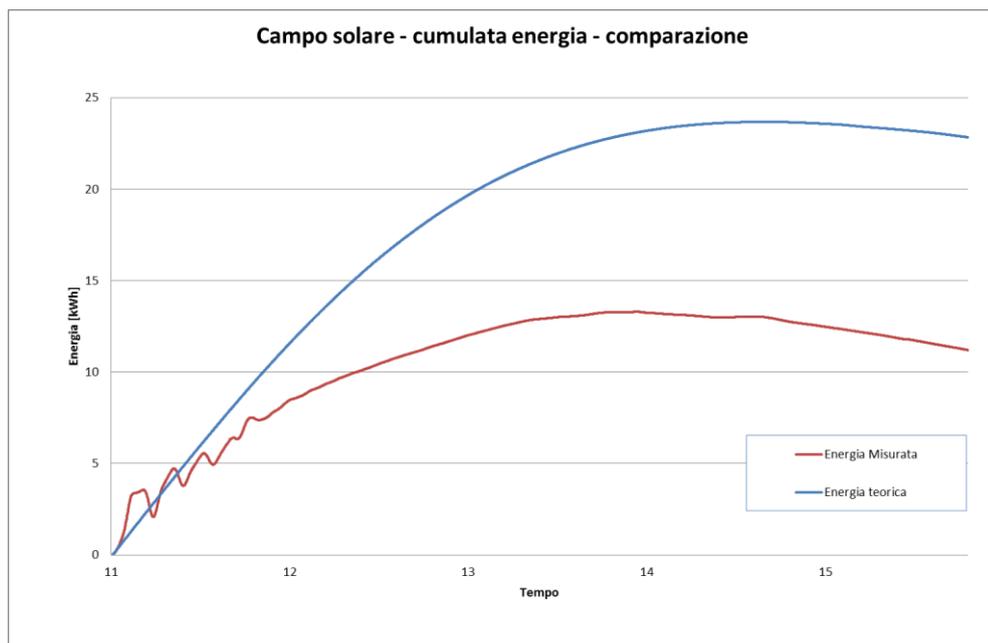
**Figura 4-44 Campo solare, temperature**

In Figura 4-44 si riportano le temperature in entrata ed in uscita dal campo solare con la radiazione diretta normale a terra misurata. In Figura 4-45 si riporta l'andamento della potenza prodotta dal campo solare nel caso misurato e nel caso atteso. Come è possibile vedere la potenza del campo solare è minore di quella attesa, il rapporto tra potenza misurata e potenza prevista non è costante, indicazione del fatto che il sistema di tracking del collettore non funziona correttamente causando perdite ottiche fluttuanti.

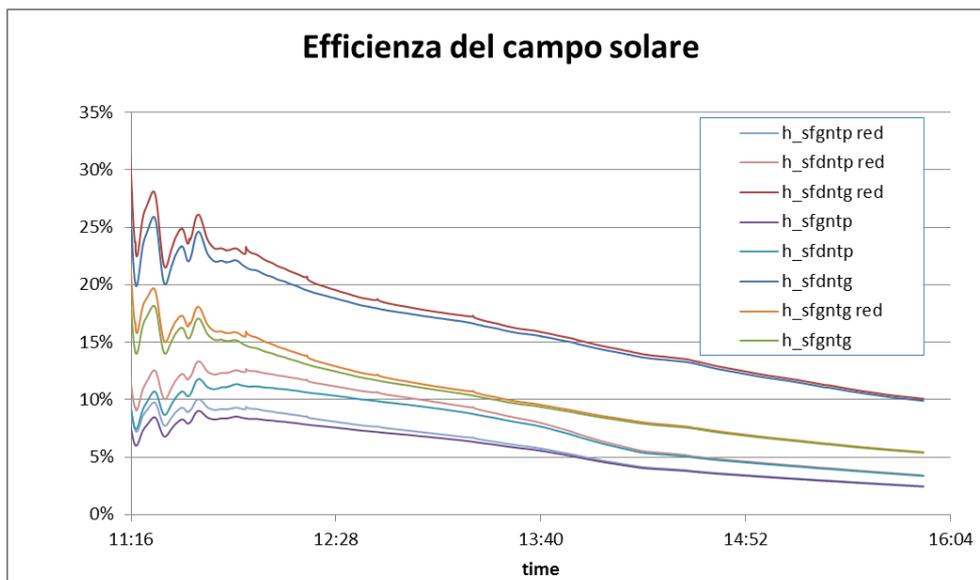


**Figura 4-45 Campo solare, comparazione potenza prodotta dal campo solare misurata sperimentalmente e valutata attraverso le correlazioni sperimentali [30]**

In Figura 4-46 si riporta l'andamento delle cumulate dell'energia nel caso sperimentale e nel caso atteso, dove si sono usate le correlazioni sperimentali [30] per il calcolo, il campo solare, nel suo funzionamento a bassa temperatura, dove il rendimento dovrebbe essere maggiore, arriva a produrre 13 kWh a fronte dei 23 kWh previsti.



**Figura 4-46 Campo solare, comparazione energia prodotta dal campo solare misurata sperimentalmente e valutata attraverso le correlazioni sperimentali [30]**



**Figura 4-47 Campo solare, rendimento misurato**

Il rendimento del campo solare ricavato evidenzia una discreta differenziazione rispetto a quello aspettato. Le condizioni di prova hanno previsto una pulizia della superficie riflettente, che per quanto possa essersi danneggiata durante il montaggio e l'uso, non giustifica una tale disparità tra risultato ottenuto e risultato aspettato. Si è individuata come causa di maggiore influenza la difettosità del sistema di tracking che spesso si è notata anche visivamente durante il normale funzionamento e si dovuto intervenire riallineando il collettore manualmente. Il sistema di inseguimento, prototipale per SOLITEM, si basa su un algoritmo open Loop, questa metodologia è basata sul calcolo della posizione del Sole mediante un algoritmo ed il conseguente posizionamento del collettore in base alla posizione calcolata. Il metodo non prevede un anello di retroazione, per cui, anche se teoricamente possibile, in pratica è molto difficile riuscire ad avere un inseguimento preciso soltanto con questo metodo, in quanto il risultato è affetto da errori dovuti alle incertezze nel posizionamento e orientamento dell'inseguitore in relazione al sistema di riferimento terrestre. Vi sono inoltre eventuali errori di tipo meccanico - elettrico, che senza un anello di retroazione (tramite lettura di un sensore che individui la direzione del sole), non possono essere né controllati né corretti. Inoltre la tecnica usata per la movimentazione, il sistema prevede l'utilizzo di una fune metallica a 72 fili lunga più di 70 m che trascina il campo solare attraverso un sistema di pulegge, rende il sistema di puntamento sensibile alla dilatazioni termiche della corda, inoltre l'esposizione prolungata agli agenti atmosferici può portare allo scorrimento della corda sulle pulegge. In funzione di quanto esposto per l'impianto oggetto di questo studio abbiamo proposto la sostituzione dei pannelli solari SOLITEM PTC1800 con dei collettori FEROTech, caratterizzati da un sistema di inseguimento combinato: algoritmo e sensore che prevede l'uso sia dell'algoritmo per

calcolare la posizione del Sole, sia l'uso di un sensore. Le coordinate solari calcolate dall'algoritmo vengono usate per trovare la posizione grossolana del Sole e poi combinate all'informazione proveniente dal sensore. Inoltre il sistema di movimentazione adottato da FEROTech prevede il collegamento meccanico tra sistema di tracking e collettore, caratteristica che limita notevolmente gli errori dovuti al disallineamento del sistema di riferimento.

#### 4.11 Performance impianto

In questa sezione verranno presentati i dati sulle performance d'impianto in due delle sue configurazioni caratteristiche: nel funzionamento invernale e nel funzionamento estivo utilizzando come fluido termovettore il vapore prodotto direttamente nel campo solare. Nel funzionamento estivo verrà quindi mostrato il funzionamento dell'impianto con la macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca da noi modificata presentata nel presente testo al capitolo 2.

##### Funzionamento invernale parametri utilizzati

Potenza elaborata dall'UTA – batteria di riscaldamento [kW]:

$$P_{UTA h} = \frac{(T_{32} - T_{33}) \cdot M8 \cdot \rho_{h_2o} \cdot C_{ph_2o}}{60000}$$

Energia prodotta dall'UTA – riscaldamento [kWh]:

$$E_{UTA h} = \int P_{UTA h} dt$$

Energia assorbita dalle rete elettrica [kWh]

$$E_{el} = \int P_{el} dt$$

Dove:

$P_{el}$ : Potenza elettrica assorbita (valvole, pompe, dry cooler...) [kW]

$T_{32}$ : Temperatura di uscita dalla batteria di scambio lato riscaldamento dell'UTA [°C]

$T_{33}$ : Temperatura in ingresso alla batteria di scambio lato riscaldamento dell'UTA [°C]

$\rho_{h_2o}$ : Densità acqua [kg/m<sup>3</sup>]

$M8$ : Portata acqua attraverso la batteria di scambio lato riscaldamento dell'UTA [l/"]

Il Performance factor calcola il rapporto di calore utile in relazione al consumo di energia elettrica necessaria.

$$P_{fw} = \frac{E_{UTA h}}{E_{el}}$$

### Funzionamento invernale risultati

Durante il funzionamento invernale il sistema raccoglie la radiazione attraverso il campo solare e trasporta l'energia ricavata all'UTA. Nella Figura 4-48 e Figura 4-49 si riportano gli andamenti dell'energia prodotta durante il funzionamento in una giornata invernale. All'interno dei grafici è contrassegnato il momento in cui, a causa della bassa radiazione solare, il campo solare esegue il defocus, si può notare come il sistema continui a distribuire l'energia immagazzinata all'interno del circuito, avendo escluso il campo solare che in questo contesto funzionerebbe come un dissipatore. In questo frangente possiamo valutare come il performance factor diminuisca bruscamente, in assenza di radiazione solare.

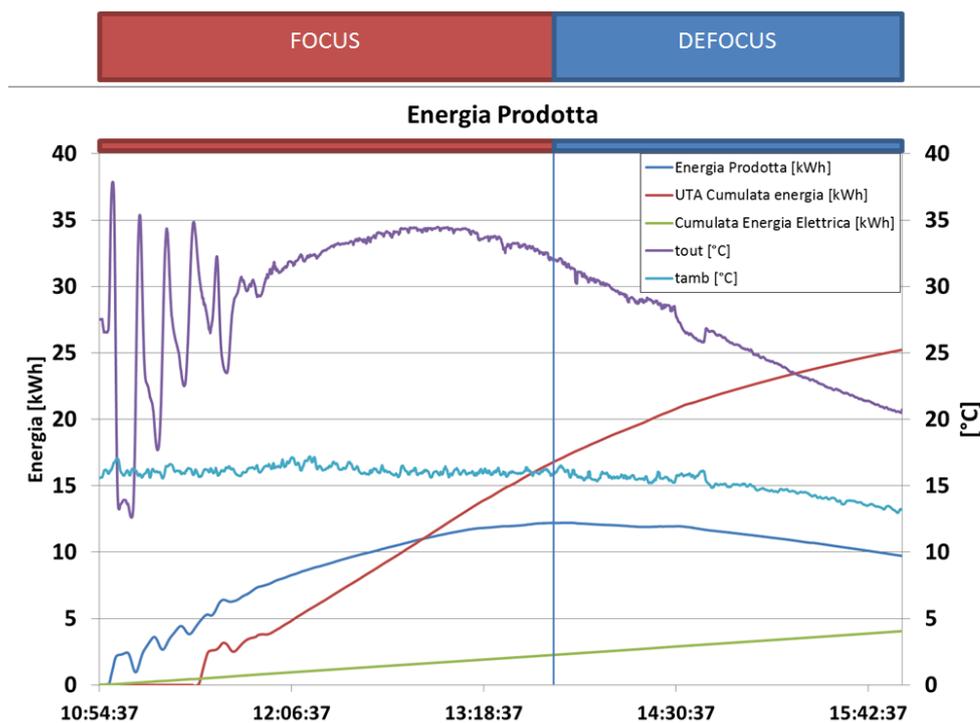


Figura 4-48 Funzionamento invernale energia prodotta

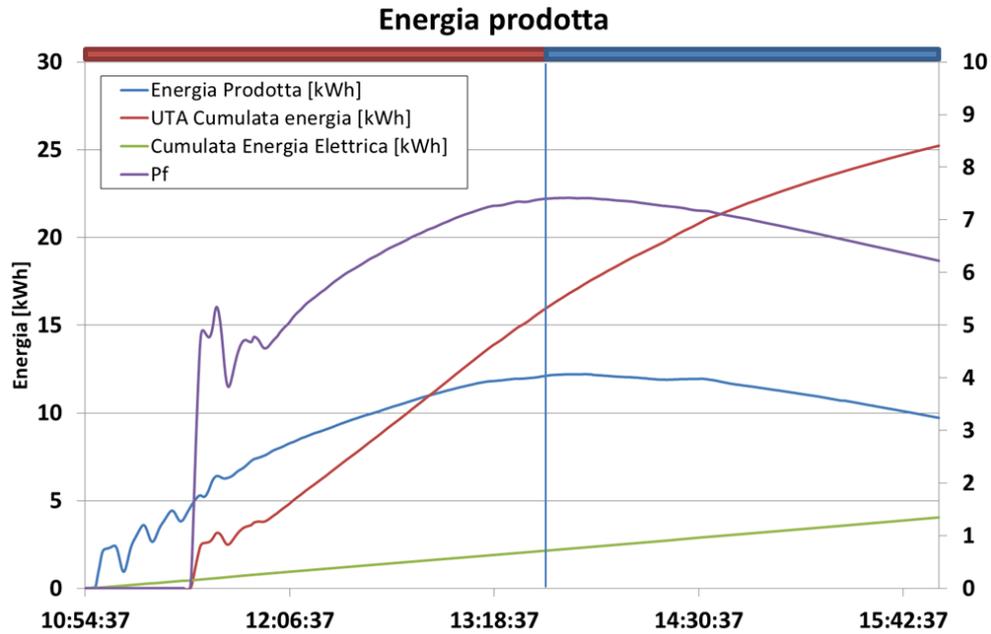


Figura 4-49 Funzionamento invernale energia prodotta

Funzionamento estivo parametri utilizzati

Potenza elaborata dall'UTA – batteria di raffreddamento [kW]:

$$P_{UTAac} = \frac{(T38 - T37) \cdot M5 \cdot \rho_{h2o} \cdot C_{ph2o}}{60000}$$

Energia prodotta dall'UTA – batteria di raffreddamento [kWh]:

$$E_{UTAoc} = \int P_{UTAac} dt$$

Energia prodotta dall'UTA – raffreddamento [kWh]:

$$E_{UTAc} = \int P_{UTAh} dt + \int P_{UTAac} dt$$

Potenza lato dissipazione, dry cooler [kW]:

$$P_{dry} = \frac{(T36 - T13) \cdot M4 \cdot \rho_{h2o} \cdot C_{ph2o}}{60000}$$

Energia dissipata dal dry cooler [kWh]:

$$E_{dry} = \int P_{dry} dt$$

Dove:

$T_{38}$ : Temperatura di uscita dalla batteria di scambio lato raffrescamento dell'UTA [°C]

$T_{37}$ : Temperatura di ingresso dalla batteria di scambio lato raffrescamento dell'UTA [°C]

$T_{36}$ : Temperatura di ingresso Dry Cooler [°C]

$T_{13}$ : Temperatura di uscita Dry Cooler [°C]

$M_4$ : Portata acqua attraverso il Dry Cooler [l/h]

$M_5$ : Portata acqua attraverso la batteria di scambio lato raffrescamento dell'UTA [l/h]

Il Performance factor calcola il rapporto di calore utile in relazione al consumo di energia elettrica necessaria.

$$P_{fs} = \frac{E_{UTAc}}{E_{el}}$$

### Funzionamento estivo risultati

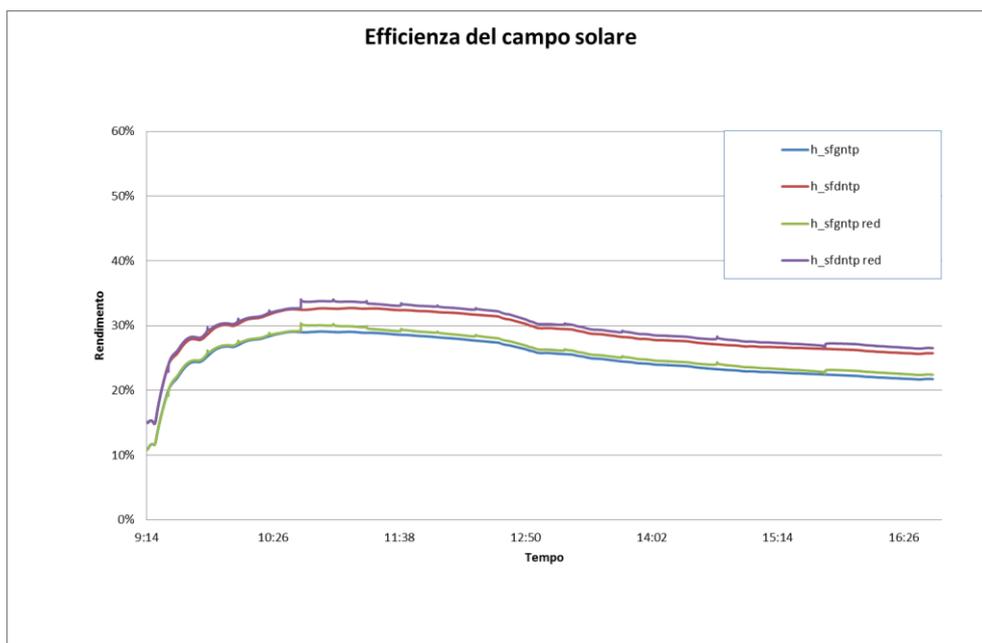
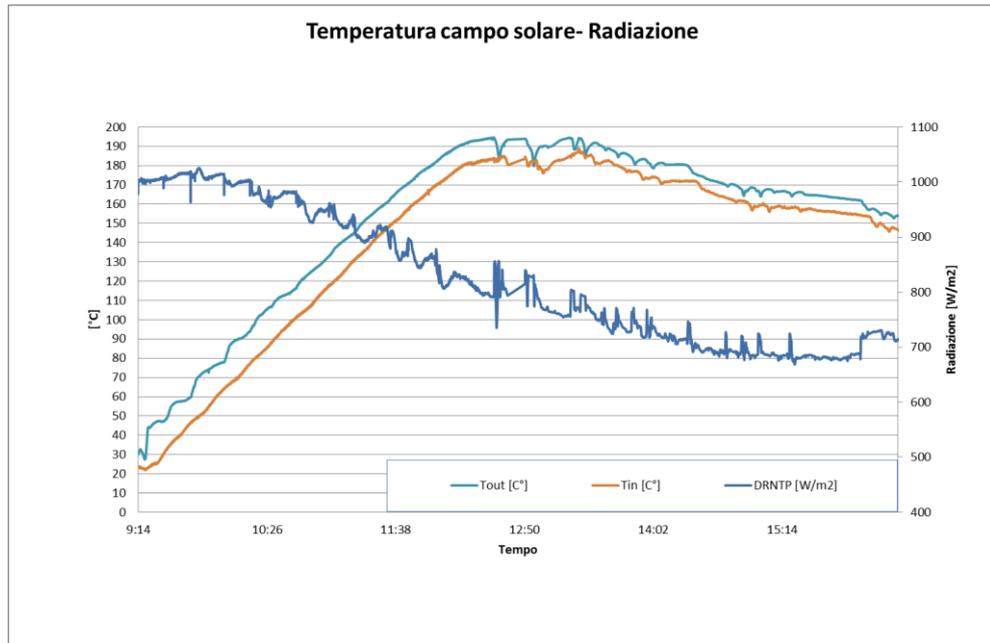
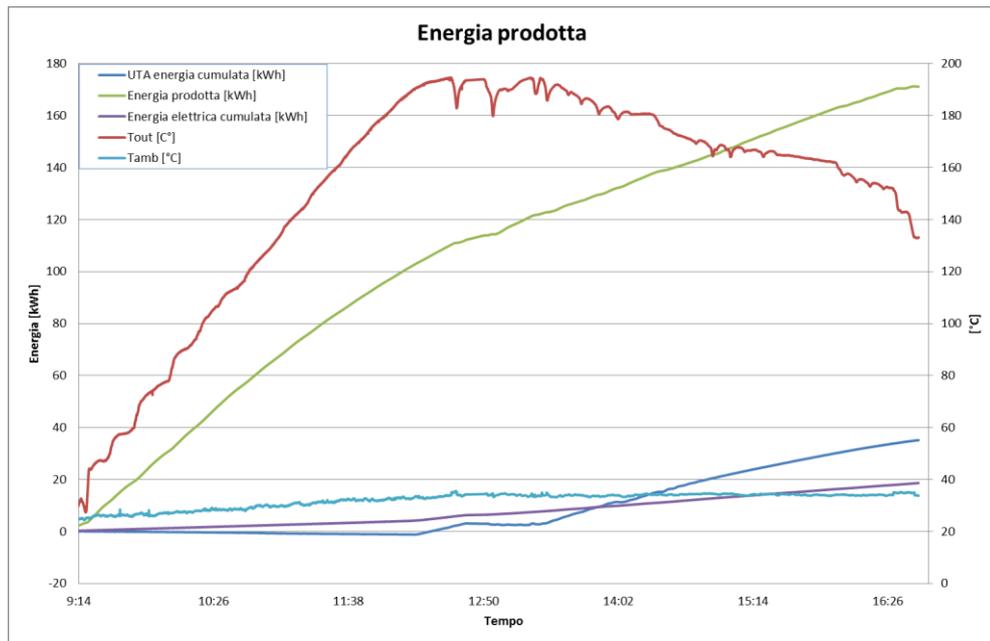


Figura 4-50 Efficienza del campo solare



**Figura 4-51 Radiazione diretta normale al campo solare e temperature**

Durante il funzionamento estivo, con una radiazione diretta normale alla superficie captante dei collettori PTC superiore agli  $800 \text{ W/m}^2$  si sono raggiunti i  $190 \text{ }^\circ\text{C}$  in uscita dal campo solare con formazione diretta di vapore nel tubo assorbitore. Condizione più che sufficiente per testare il funzionamento della macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca.



**Figura 4-52 Funzionamento estivo, energia prodotta**

Il campo solare raccoglie nella giornata più di 160 kWh (vedi Figura 4-53) assorbendo dalla rete elettrica meno di 20 kWh, andando a definire la quantità di energia non raccolta dai collettori come:

$$\Delta E_{sf} = \int (DRNTP \cdot A_{util}) Dt - E_{sf}$$

Dove:

$\Delta E_{sf}$ : quantità di energia non raccolta dai collettori solari [kWh]

E l'energia solare raccolta per metro quadro di superficie captante come:

$$E_{sf}/A = \frac{E_{sf}}{A_{tot}}$$

Dove:

$E_{sf}/A$ : Energia solare raccolta per metro quadro [kWh/m<sup>2</sup>]

Si può valutare come il campo solare non raccolga più di 450 kWh ( $\Delta E_{sf}=470$  kWh) con un'energia per metro quadro di circa 1,6 kWh/m<sup>2</sup> ( $E_{sf}/A= 1,68$  kWh/m<sup>2</sup>) dati inferiori a quelli aspettati.

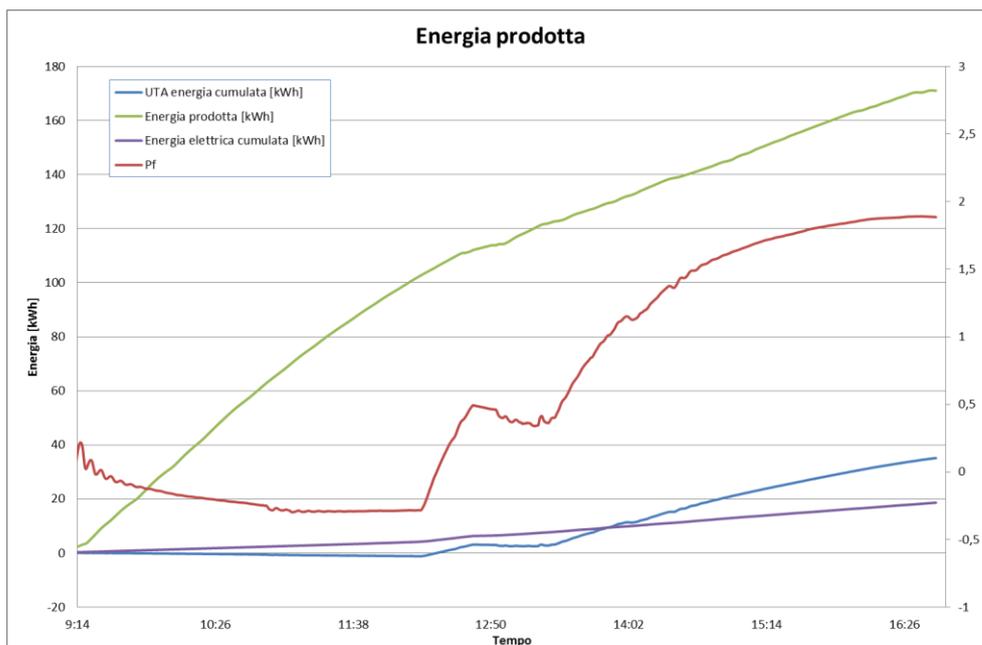


Figura 4-53 Funzionamento estivo, energia prodotta

In Figura 4-53 è rappresentato l'andamento del performance factor ( $P_f$ ) che l'impianto riesce a raggiungere in questa configurazione; risulta piuttosto basso (sotto il 2) ma questa condizione, dovuta alle intrinseche condizioni di funzionamento della macchina

ad assorbimento acqua-ammoniaca singolo stadio, era prevista in funzione della volontà di sfruttare la caratteristica di alta temperatura di dissipazione della macchina. La macchina NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O opera con COP<sub>th</sub> rispetto alle macchina H<sub>2</sub>O/LiBr a doppio effetto di circa la metà pur accettando un fluido termovettore al generatore alle stesse temperature, intorno ai 180 °C, ma permette di raggiungere temperature in ingresso sul lato dissipazione superiori a quelle delle macchine ad assorbimento a bromuro di litio di circa 20 °C e questa è la caratteristica che ci consente di non utilizzare una torre di raffreddamento a liquido ma bensì di operare con una torre di raffreddamento a secco. Inoltre l'energia dissipata dalla macchina, avendo queste caratteristiche di temperatura, può essere utilizzata da un'utenza calda di bassa temperatura (ACS, piscine, caseifici, ...) incrementando il rendimento complessivo di impianto in maniera significativa.

Nell'installazione Energy Box di Firenze è stata predisposta la possibilità di effettuare, attraverso lo scambiatore S6 interno all'EB (vedi Figura 4-2), l'allaccio di un'utenza termica di media temperatura alla dissipazione della macchina ad assorbimento NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O. Nello specifico è in progetto la realizzazione di un collegamento idraulico con la piscina comunale distante circa 150 m in linea d'aria dall'installazione. Volendo valutare la variazione di performance che la concretizzazione di tale intervento porterebbe all'impianto definiamo, in linea con il TASK 38 IEA[26], alcuni parametri per indicare i valori prestazionali giornalieri dell'impianto in questa configurazione:

Il Performance factor calcola il rapporto di calore utile in relazione al consumo di energia elettrica necessaria.

$$P_{fshc} = \frac{E_{UTAc} + E_{dry}}{E_{el}}$$

Daily Primary Energy savings [kWh], rappresenta il risparmio di energia primaria esprimibile come differenza tra l'energia primaria utilizzata nel caso in esame e quella relativa ad un caso di riferimento, Il caso di riferimento è rappresentato da una macchina termica con ciclo frigorifero a compressione che produce la stessa quantità di acqua refrigerata prodotta con le macchine ad assorbimento e da una caldaia a gas che produce la stessa quantità di acqua calda.

$$PES = \frac{E_{UTAoc} \cdot \varepsilon_{el}}{COP} + E_{dry} \cdot \varepsilon_{gas} - E_{elNoDry} \cdot \varepsilon_{el}$$

Dove:

$P_{elDry}$ : Potenza elettrica assorbita dal dry cooler [kW]

Potenza elettrica assorbita senza considerare l'assorbimento del Dry Cooler [kW]

$$P_{elNoDry} = P_{el} - P_{elDry}$$

Energia assorbita dalle rete elettrica senza considerare l'assorbimento del Dry Cooler [kWh]

$$E_{elNoDry} = \int P_{elNoDry} dt$$

$\varepsilon_{el}$ : vettore energetico elettricità

$\varepsilon_{gas}$ : vettore energetico gas

$\varepsilon_{gas}$ : vettore energetico pellet

*COP*: COP ciclo frigorifero a compressione

Daily Primary Energy Ratio, che permette di stimare l'efficienza energetica del sistema rapportando l'energia elettrica assorbita valutata con suo vettore energetico, all'energia termica generata dall'impianto.

$$PER = \frac{E_{elNoDry} \cdot \varepsilon_{el}}{E_{UTAc} + E_{dry}}$$

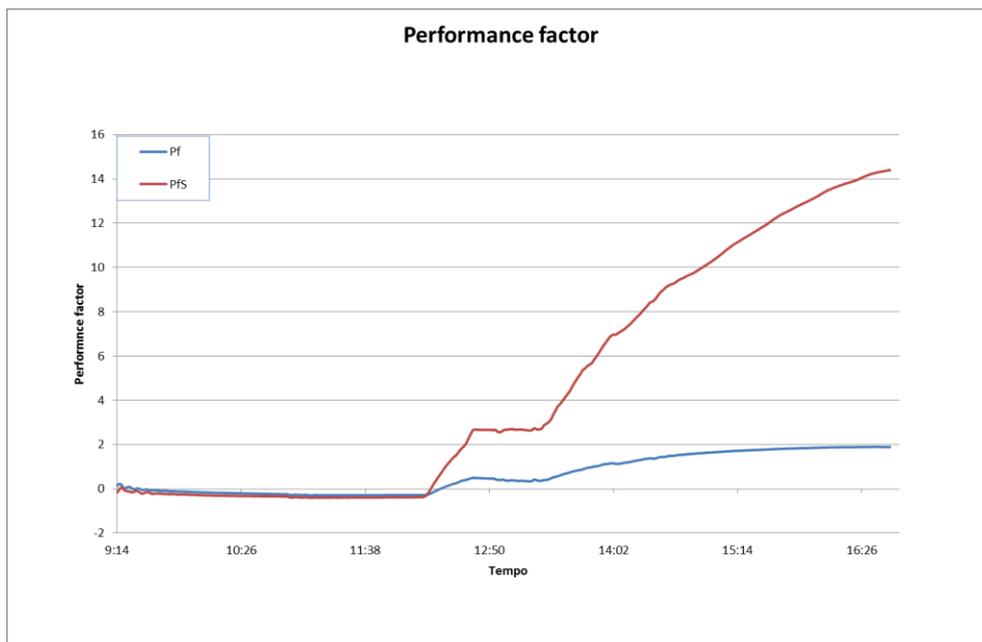


Figura 4-54 Performance factor

In Figura 4-54 è possibile apprezzare come, utilizzando il calore dissipato dalla macchina acqua-ammoniaca per servire un'utenza calda di bassa temperatura (40 °C),

il Performance Factor passi da circa 2 a circa 14, ottenendo un Daily Primary Energy Savings di circa 127 kWh un Daily Primary Energy Ration di 0.22.

Andando a computare il Daily Primary Energy Savings valutando come sistema di riferimento i casi:

1.  $PES_f$ : macchina termica con ciclo frigorifero a compressione che produce la stessa quantità di acqua frigorifera prodotta con le macchine ad assorbimento alimentata da un campo solare fotovoltaico e da una caldaia a gas che produce la stessa quantità di acqua calda.
2.  $PES_{fp}$ : macchina termica con ciclo frigorifero a compressione che produce la stessa quantità di acqua refrigerata prodotta con le macchine ad assorbimento alimentata da un campo solare fotovoltaico e da una caldaia a pellet che produce la stessa quantità di acqua calda.

Si può notare come il risparmio di energia primaria decresca passando attraverso il confronto tra le varie tecnologie fino ad arrivare ad essere negativo quando il confronto avviene con un impianto avente un ciclo frigorifero a compressione alimentato da un campo solare fotovoltaico ed una caldaia a pellet.

**Tabella 4-15 Valori di Daily Primary Energy Ration valutati in raffronto a diverse realtà impiantistiche, caso sperimentale**

<b><math>PES</math></b>	127 kWh
<b><math>PES_f</math></b>	89 kWh
<b><math>PES_{fp}</math></b>	-5 kWh

Ripetendo l'analisi ed introducendo le valutazioni di performance del campo solare effettuato da N. Janotte[30] nella sua valutazione sperimentale dei collettori PTC 1800 di SOLITEM, possiamo ricavare quanto, la difettosità legata al sistema di inseguimento del campo solare influenzi il rendimento del sistema (vedi Figura 4-55 per i risultati sulle cumulate dell'energia prodotta nei due casi). Andando quindi a ricalcolare Daily Primary Energy savings nei tre casi:

**Tabella 4-16 Valori di Daily Primary Energy Ration valutati in raffronto a diverse realtà impiantistiche, caso teorico**

<b><math>PES</math></b>	209 kWh
<b><math>PES_f</math></b>	155 kWh
<b><math>PES_{fp}</math></b>	8 kWh

Il malfunzionamento del sistema di inseguimento solare non solo riduce l'energia raccolta dal campo solare, ma incrementa le tempistiche di avviamento legate alla fase

iniziale di transitorio, aumenta il tempo che si impiega ad avviare la macchina ad assorbimento, andando a ridurre il tempo di funzionamento dell'impianto e quindi l'energia resa disponibile all'utenza.

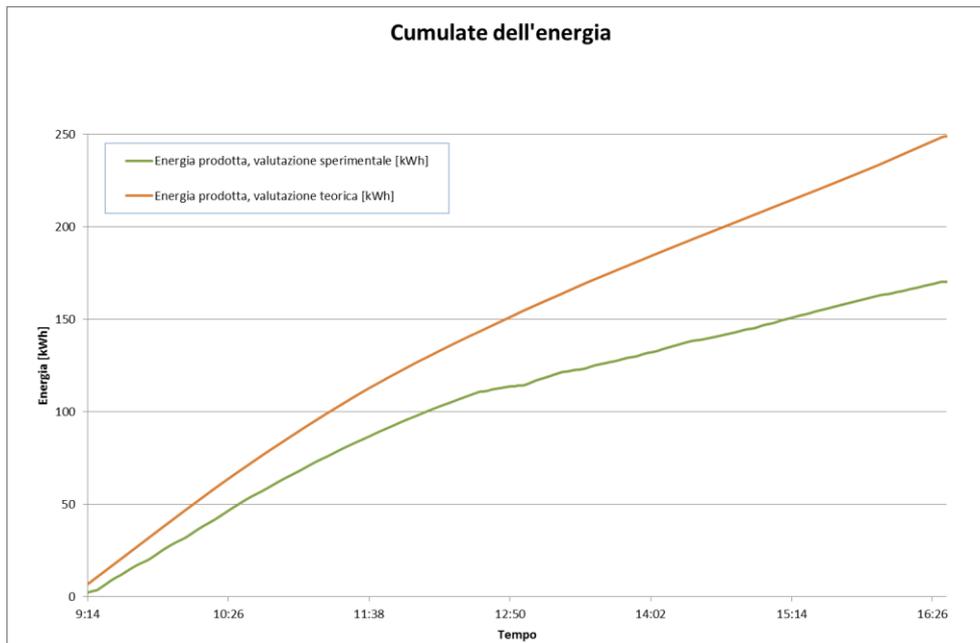


Figura 4-55 Cumulata dell'energia raccolta dal campo solare, caso sperimentale e caso teorico

## Conclusioni

I sistemi di solar cooling al di sotto dei 20 kW frigoriferi non sono ancora entrati a pieno titolo nel mercato a causa di vari motivi tecnici ed economici, in particolar modo, i pochi chillers di piccola taglia presenti sul mercato, l'assenza di standardizzazione in termini di schemi idraulici, linee guida o semplici tool di progettazione genera un panorama che aumenta l'incertezza in un contesto variegato e così scarsamente normato.

In questo panorama ci siamo mossi affrontando le tematiche:

- Sviluppo di una macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca di piccola taglia per applicazioni SHC.
- Studio e sviluppo di un dispositivo, "Energy Box" per la standardizzazione delle installazioni SHC sia a livello di componentistica idraulica che a livello di gestione dei flussi energetici.
- Progettazione, realizzazione e test di un impianto SHC con pannelli PTC (media temperatura) con Energy Box.

### Sviluppo e test di una macchina ad assorbimento NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O

In questa attività il desorber della macchina ad assorbimento H<sub>2</sub>O–NH<sub>3</sub> ROBUR GAHP W è stato riprogettato, la macchina è stata poi modificata e testata. I test sono stati effettuati con:

- vapore acqueo a diverse temperature in un intervallo di 130-190 °C,
- acqua pressurizzata a diverse temperature in un intervallo di 130-160 °C.

Con diversi livelli di temperatura sul lato refrigerante da 10 -5 °C a 14-9 °C, con cicli di dissipazione con  $\Delta T$  definito che vanno da 25-35 °C a 45-65 °C.

Le modifiche effettuate dimostrano la possibilità di realizzare una macchina di piccola taglia acqua ammoniacale, alimentabile sia ad acqua pressurizzata che a vapore, con prestazioni molto simili, se non superiori alla stessa alimentata a fiamma diretta: il  $COP_{th}$  raggiunto dal refrigeratore è 0,8 quando si alimenta la macchina con vapore saturo a 185 °C e scende fino ad un minimo di circa 0,6 alla temperatura minima di 130 °C, temperatura che amplia il range di operabilità del campo solare andando ad abbassare la temperatura di avviamento della macchina. Le performance di funzionamento, quando alimentata con acqua pressurizzata, sono leggermente inferiori (agli stessi livelli temperature, il  $COP_{th}$  risulta inferiore di circa il 10%). La stessa macchina alimentata a fiamma diretta mostra un COP di 0.72.

Il valore aggiunto di questo intervento riguarda la temperatura che la macchina riesce a sostenere sul lato dissipazione durante il suo funzionamento, rendendo la macchina

di fatto molto interessante per produzione combinata di calore e freddo. La dissipazione tra i 40 °C ed i 60 °C consente di alimentare un'utenza di bassa temperatura (ACS, piscine, ...). In alternativa tali temperature consentono il suo accoppiamento con una torre di raffreddamento a secco.

### Energy Box

In questa attività si è sviluppata una unità per il monitoraggio, il controllo e la gestione ottimizzata di un generico impianto SHC indipendentemente dalle tecnologie utilizzate per il campo solare, dalla tipologia di chiller, dalla tecnologia utilizzata per la dissipazione del calore e dalla temperatura di esercizio dell'impianto. Abbiamo quindi definito il P&I dell'Energy Box e sviluppato il software di controllo. 2 Energy Box sono stati realizzati ed installati in altrettante realtà impiantistiche completamente diverse:

Installazione di Bronzolo (BOLZANO), pannelli solari piani, bassa temperatura:

- Collettori solari piani sottovuoto
- Refrigeratore ad assorbimento ClimateWell 10 (tecnologia LiCl)
- Fluido termovettore acqua calda (circa 90 °C)
- Accumulo caldo

Installazione di Badia a Ripoli (FIRENZE), pannelli PTC, media temperatura:

- Collettori parabolici lineari (PTC)
- refrigeratore ad assorbimento Robur GAHP-W (tecnologia)
- Fluido termovettore vapore acqueo (circa 190 °C)
- refrigeratore ad assorbimento Broad BCT23 (tecnologia)
- Fluido termovettore acqua pressurizzata (circa 190 °C)

L'unità è stata testata nelle configurazioni:

- |           |                  |                                  |              |
|-----------|------------------|----------------------------------|--------------|
| - Estate  | Collettori PTC   | Vapore (130-190 °C)              | Chiller NH3  |
| - Estate  | Collettori PTC   | Acqua pressurizzata (150-190 °C) | Chiller NH3  |
| - Estate  | Collettori PTC   | Acqua pressurizzata (150-190 °C) | Chiller LiBr |
| - Estate  | Collettori piani | Acqua calda (fino a 90 °C)       | Chiller LiCl |
| - Inverno | Collettori piani | Acqua calda (fino a 90 °C)       |              |
| - Inverno | Collettori PTC   | Acqua calda (fino a 90 °C)       |              |

Sia nel suo funzionamento con produzione di energia frigorifera, con produzione di calore e con la produzione combinata di calore e freddo. E' stata testata utilizzando una dissipazione a secco, una torre di raffreddamento a liquido, in abbinamento alle sonde geotermiche ed utilizzando un'utenza per dissipare il calore in eccesso.

Le procedure di gestione sono state sviluppate in maniera uniforme seguendo la logica in tre punti:

1. le temperature ed i flussi di massa vengono letti dall'Energy Box (EB) che verifica le condizioni d'impianto;
2. la combinazione di più di una condizione individua un "regime", che rappresenta una configurazione di funzionamento;
3. ogni componente (pompe, valvole, dissipatore, chiller, ...) riceve un segnale di controllo che ne va a determinare il regime funzionamento.

Il valore aggiunto di questo intervento, che cerca di superare le barriere tecniche che ostacolano la diffusione della tecnologia SHC nel range delle potenze frigorifere al di sotto dei 20 kW, è rappresentato dalla dimostrazione di fattibilità della soluzione proposta. L'Energy Box, pur integrando una vasta gamma di possibilità impiantistiche, supera i problemi relativi ad un controllo non ottimale del sistema dovuto alla combinazione di componenti diversi dotati di controllori indipendenti e realizza un sistema autonomo, che può essere facilmente installato da professionisti del settore del riscaldamento. L'attività vedrebbe il suo naturale proseguimento in una industrializzazione del prototipo sviluppato per approcciare il mercato della refrigerazione solare al momento incentivato dal conto energia termico.

#### Installazione Energy Box – Firenze

In questa attività si è progettato ed installato un impianto SHC dotato di Energy Box. È stato definito il P&I del sistema, il Layout, sono stati individuati tutti i componenti necessari, principali ed ausiliari. Il circuito DSG (Direct Steam Generation) è stato progettato con i suoi componenti accessori. Si è seguito lo start-up e monitorato l'impianto nella sua fase iniziale. L'impianto, raggiunge un Performance Factor di circa 5 nel suo funzionamento invernale e di circa 2, nel suo funzionamento estivo con l'assorbitore acqua-ammoniaca, questa condizione, dovuta alle intrinseche condizioni di funzionamento della macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca singolo stadio, era prevista in funzione della volontà di sfruttare la caratteristica di alta temperatura di dissipazione della macchina (fino a 65 °C). L'energia dissipata dalla macchina, può essere utilizzata da un'utenza calda di bassa temperatura (ACS, piscine, caseifici, ...) incrementando il rendimento complessivo di impianto in maniera significativa, portando il Performance Factor a circa 14.

Il valore aggiunto di questo intervento è rappresentato dalla dimostrazione di fattibilità e dalla valutazione delle potenzialità di un impianto SHC nel momento in cui si ha distribuzione simultanea di calore e freddo, si è dimostrato inoltre di poter usare una torre di raffreddamento a secco per dissipare il calore non distribuito all'utenza.

L'attività ci ha consentito di ottimizzare le logiche di controllo e la gestione dei collettori PTC per la generazione diretta di vapore e per la produzione di acqua pressurizzata a media temperatura (fino a 190 °C).

## **Bibliografia**

- [1] Gruppo terna - <http://www.terna.it>
- [2] Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. Hans-Martin Henning, Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, Heidenhofstr. 2, D-79110 Freiburg, accepted 27 July 2006
- [3] IEA Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration - Solar Cooling Position Paper - SHC (2011)
- [4] Il Sistema industriale Italiano nel business dell'energia solare - Solar energy report (2011)
- [5] Heat driven heat pumps and chillers. Joan Carles Bruno, CREVER-Universitat Rovira i Virgili. Christian Schweigler, ZAE Bayern Roger Thorpe & Robert Critoph, University of Warwick
- [6] IEA - Solar Heating and Cooling, Technology Roadmap (2012)
- [7] IEA Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration - List of existing small scale solar heating and cooling plants (2009)
- [8] Thermax India - <http://www.thermaxindia.com>
- [9] SOLAIR - Increasing the market implementation of Solar-air-conditioning systems for small and medium applications in residential and commercial buildings - Guidelines: requirements on the design and configuration of small and medium-sized SAC appliances (2009)
- [10] SHC 2013 ends on a high note: Solar heating and cooling has big role to play in buildings and industry. Werner Weiss, chairman of the IEA Solar Heating and Cooling Programme (IEA SHC)
- [11] Il Sistema industriale Italiano nel business dell'energia solare - Solar energy report (2012)
- [12] Solarnext <http://www.solarnext.eu>
- [13] S.O.L.I.D. <http://www.solid.at/>
- [14] Kalogirou S.A., Solar thermal collectors and applications. Progress in Energy and Combustion Science, 2004; 30:231-295
- [15] ASHRAE Handbook –Application

- [16] Weiss W, Rommel M, May 2005, "Medium Temperature Collector", State of the Art within Task 33/IV, Subtask C, IEA SHC
- [17] Rommel M., Siems T., Kramer K., Schafer A., Haberle A., Berger M., 2006, "Solar collectors for heating and cooling with operating temperature up to 250°C", 61st ATI National Congress-Int. Session "Solar Heating and Cooling"
- [18] Henning H. M, Morgenstern A, Núñez T. 2007, "Thermodynamic analysis of solar thermally driven cold production", 2<sup>o</sup> int. conference. Solar AirConditioning
- [19] IEA Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration - State of the art on existing solar heating and cooling systems - A technical report of subtask B - Date: 2009 November 12
- [20] Kalogirou S.A., Solar Energy Engineering: Processes and systems; 2009
- [22] Medium Temperature Solar Concentrators (Parabolic Troughs Collectors) E. Zarza, Unit of Solar Concentrating Systems, Plataforma Solar de Almería, Spain
- [23] TSK flagsol - <http://www.flagsol.com>
- [24] Project, REACT (2007, November). Deliverable D3.7 Combined system of chiller and solar field tests completed
- [25] Michael Becker et al. "Collection of Selected Systems Schemes: Generic Systems", Technical report of IEA-SHC Task 38 – Solar Air Conditioning and Refrigeration : Subtask A, November 2009
- [26] Sparber, W. et al. "Unified monitoring procedure and performance assessment for solar assisted heating and cooling systems", Eurosun 2008
- [27] W. Sparber, A. Napolitano, P. Melograno, 2007, "Overview on worldwide installed solar cooling systems", 2nd International Conference Solar Air-Conditioning, Tarragona.
- [28] H. M. Henning, 2005, "Solar Air-Conditioning R&D in the framework of the international Energy Agency (IEA)", 1st International Conference Solar Air-Conditioning, Bad Staffelstein.
- [29] W. Sparber et al, 2008, "Modeling of a Solar Combi Plus System – Framework and Hydraulic Scheme Proposals", Ninth International Symposium Gleisdorf Solar, 3rd – 5th September 2008, Gleisdorf, Austria

[30] Bestimmung der thermischen Leistungsfähigkeit des Parabolrinnenkollektors PTC 1800, N. Janotte, S. Meiser, D. Krüger, R. Pitz-Paal, S. Fischer, H. MüllerSteinhagen, M. Walder, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt

[31] Development of Solar-Cooling Systems - PhD Research Activities in "Industrial Engineering & Energy Engineering" CYCLE XXII; Francesco Bellini; (2009)