



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



*Ministero dello Sviluppo Economico*

## RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Progettazione costruttiva di un sistema solar DEC per uffici e test di  
un refrigeratore ad acqua-ammoniaca di tipo commerciale

*M. Beccali, P. Finocchiaro, V. Lo Brano, B. Nocke*



Report RdS/2011/253

PROGETTAZIONE COSTRUTTIVA DI UN SISTEMA SOLAR DEC PER UFFICI E TEST DI UN REFRIGERATORE AD ACQUA-AMMONIACA DI TIPO COMMERCIALE

M. Beccali, P. Finocchiaro, V. Lo Brano, B. Nocke (UNIVERSITA' DEGLI STUDI PALERMO)

Settembre 2011

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia: Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva

Responsabile Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PALERMO  
DIPARTIMENTO DELL'ENERGIA

**ACCORDO DI PROGRAMMA**

**MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO - ENEA**

AI SENSI DELL'ART. 3 COMMA 2 DEL DECRETO MINISTERIALE 23 MARZO 2006 PER LE

**ATTIVITÀ DI RICERCA E SVILUPPO DI INTERESSE GENERALE**

**PER IL SISTEMA ELETTRICO NAZIONALE**

**PIANO ANNUALE DI REALIZZAZIONE 2008-2009**

***Progetto 3.4 "Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva"***

**Utilizzo dell'energia elettrica e solare per condizionamento estivo  
Attività A. Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi**

PROGETTAZIONE COSTRUTTIVA DI UN SISTEMA SOLAR DEC PER UFFICI E TEST DI UN  
REFRIGERATORE ACQUA-AMMONIACA DI TIPO COMMERCIALE

**RAPPORTO FINALE DELL' ATTIVITÀ**

Responsabile Scientifico: Prof. Marco Beccali

Ing. Pietro Finocchiaro

Ing. Valerio Lo Brano

Ing. Bettina Nocke

**Settembre 2011**

## INDICE

1	Attività di ricerca sui sistemi DEC.....	3
1.1	Test dello scambiatore evaporativo .....	3
1.1.1	Prove effettuate in regime di funzionamento a secco.....	5
1.1.2	Prove effettuate in regime di funzionamento a umido.....	6
1.1.3	Conclusioni .....	12
1.2	Monitoraggio e ottimizzazione delle prestazioni energetiche del sistema DEC nella sua nuova configurazione impiantistica.....	13
1.2.1	Descrizione dell'impianto e interventi migliorativi apportati .....	13
1.2.2	La procedura di monitoraggio unificata del Task 38 IEA.....	14
1.2.3	Analisi dei risultati secondo la procedura di monitoraggio del Task 38 IEA .....	20
1.3	Progetto di un prototipo di una Unità di Trattamento Aria DEC.....	25
1.3.1	Dati di progetto.....	25
1.3.2	Descrizione dell'Unità di Trattamento dell'Aria DEC.....	25
1.3.3	Sistema di regolazione e controllo .....	28
1.3.4	Simulazioni orarie con TRNSYS e prestazioni energetiche .....	29
2	Test di sistemi di solar cooling con refrigeratore ad acqua-ammoniaca.....	37
2.1	Installazione e descrizione generale dell'impianto .....	37
2.2	Modalità di funzionamento del test rig.....	38
2.2.1	Macchina ad assorbimento.....	40
2.2.2	Collettori solari .....	43
2.3	Descrizione del sistema di monitoraggio e controllo sviluppato in Labview.....	44
2.4	Indagini sperimentali .....	45
2.5	Simulazioni in TRNSYS dell'impianto.....	50
3	Partecipazione ai gruppi di lavoro IEA .....	52
3.1	IEA TASK 42 "Compact Thermal Energy Storage: Material Development and System Integration" (Ing. Valerio Lo Brano) .....	52
3.2	IEA Task 44 - Annex 38 "Solar and Heat Pump Systems" (Ing. Marco Beccali) .....	53
3.3	Attività preliminari per la definizione di un nuovo task sul tema "Solar Cooling" .....	56
4	Publicazioni relative alle ricerche condotte .....	61

## 1 Attività di ricerca sui sistemi DEC

Nell'ambito di questa attività sono state condotte nuove indagini sperimentali mirate alla valutazione del miglioramento delle prestazioni energetiche del sistema DEC installato presso il Laboratorio solare del Dipartimento dell'Energia a seguito di alcune modifiche apportate alla configurazione di impianto ovvero la sostituzione del recuperatore di calore sensibile di tipo rotativo con due scambiatori di calore innovativi con umidificazione continua del flusso d'aria secondario.

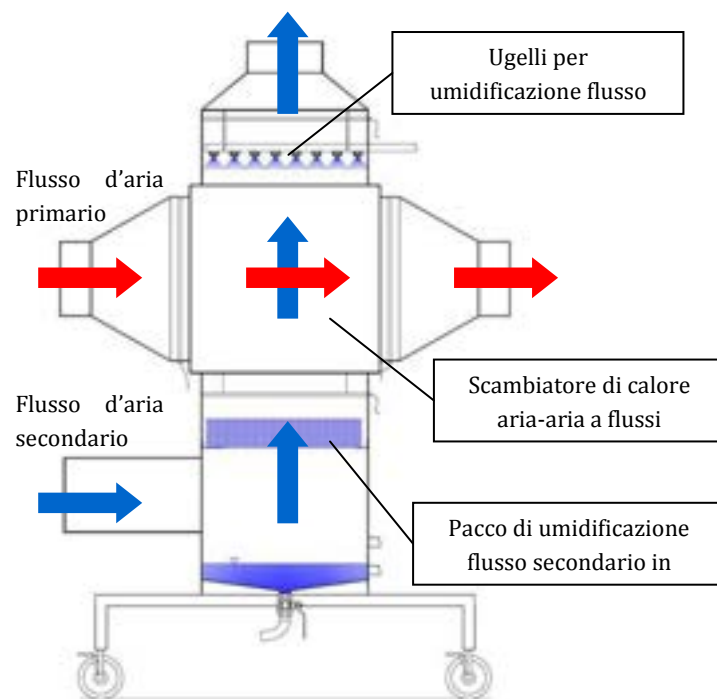
Parallelamente alle prove sull'UTA DEC sono state svolte inoltre delle campagne di misura sullo scambiatore di calore citato tramite l'apposito set up sperimentale per il test e lo sviluppo di componenti aeraulici presente in Laboratorio, al fine di testarne le prestazioni separatamente dal resto del sistema ed in condizioni di funzionamento prefissate.

I risultati delle indagini svolte vengono di seguito presentati.

Infine, viene descritto il progetto di una UTA DEC funzionante secondo la configurazione impiantistica citata da installare presso la sede dell'ENEA di Casaccia con fini di ricerca.

### 1.1 Test dello scambiatore evaporativo

Una fase importante di questa attività, propedeutica all'effettuazione delle prove sperimentali, è stata la messa a punto del banco prova (Test Rig). Essa ha riguardato i provvedimenti mirati a migliorare le prestazioni del banco prova esistente ed utilizzato per altre sperimentazioni.



**Figura 1** Schema di funzionamento della cellula di test per lo scambiatore di calore aria-aria in esame



**Figura 2 Foto della cella di test per lo scambiatore di calore aria-aria in esame**

In particolare, gli accorgimenti adottati hanno comportato, l'installazione di nuovi strumenti, il perfezionamento ed in qualche caso la sostituzione di alcune apparecchiature preesistenti.

Essenzialmente, sono state adottate le seguenti soluzioni:

- installazione di un serbatoio di accumulo sulla linea in uscita della caldaia;
- aggiunta di separatori di gocce in uscita dallo scambiatore evaporativo sul canale secondario;
- sostituzione dei ventilatori delle UTA con altri capaci di maggiore portata d'aria;
- diagnosi del grado di ermeticità dell'impianto nei riguardi sia di aria sia di acqua, e successive operazioni di rifinitura e prove di tenuta;
- regolazione del controllore PID associato alle batterie di scambio termico;
- introduzione della regolazione degli umidificatori con un controllore PID e relativa regolazione;
- miglioramento della coibentazione;

La normativa di riferimento che è stata consultata per la messa a punto del banco prova e per l'effettuazione delle prove sullo scambiatore è la UNI EN 305:1999, 306:2001 e 308:1998.

Eseguite le prove preliminari riguardanti prevalentemente la determinazione delle portate massime e della tenuta all'aria, si è iniziata la campagna di misurazione, mirata alla determinazione delle potenze termiche scambiate tra flusso d'aria primario e secondario, e della efficienza dello scambiatore.

Sono stati effettuati due set di acquisizioni corrispondenti a due differenti regimi di funzionamento:

- regime a secco, caratterizzato dal semplice scambio termico tra due flussi d'aria incrociati (regime di funzionamento previsto dal costruttore del componente);
- regime a umido, con il sistema di umidificazione attivo, in modo da realizzare il raffrescamento evaporativo indiretto;

In entrambi i casi, le condizioni operative simulate ricalcano il regime di funzionamento estivo. I dati relativi a ogni prova sono stati acquisiti in continuo per un tempo non inferiore ai 30 minuti, in accordo alla normativa e con un tempo di campionamento  $t_s$  pari a 1s.

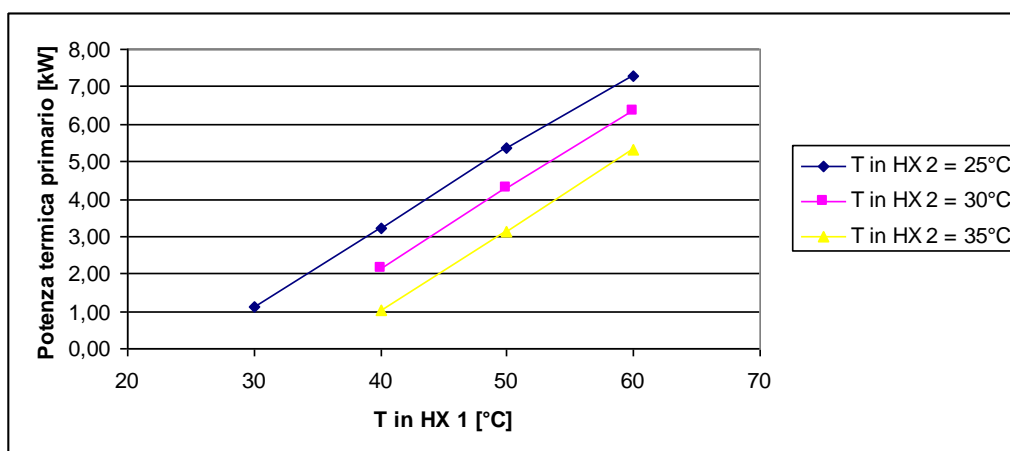
### 1.1.1 Prove effettuate in regime di funzionamento a secco

Per l'esecuzione delle prove a secco, i parametri termoigrometrici dei due flussi d'aria sono stati fissati nel seguente modo: si sono stabilite tre diverse condizioni termiche per il secondario, ognuna delle quali è stata associata a un set di quattro diverse temperature del primario. Le condizioni esaminate, sono riportate in tabella.

**Tabella 1: Condizioni termiche dei due flussi d'aria per l'esecuzione delle prove a secco**

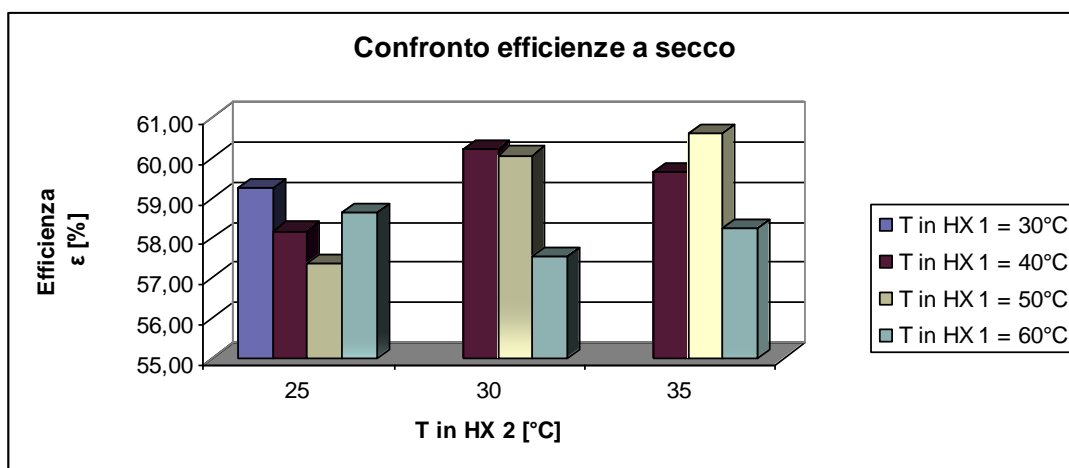
PROVE A SECCO	Secondario	Primario			
	Temperatura [°C]	25	30	40	50
	30		40	50	60
	35		40	50	60

In Figura 3 è riportato un grafico riassuntivo dei risultati ottenuti dalle prove di funzionamento a secco in termini di potenza termica sottratta al fluido primario.



**Figura 3: Andamento delle potenze termiche sottratte al primario, nel funzionamento a secco**

$T_{in} HX 1$  e  $T_{in} HX 2$  sono rispettivamente la temperatura di ingresso del fluido primario e secondario. Come è prevedibile, la potenza termica scambiata è proporzionale alla differenza di temperatura  $\Delta T_{in} = \Delta T_{max}$ . Inoltre essa presenta un andamento linearmente crescente con l'aumento di  $T_{in} HX 1$ , per data temperatura di ingresso al secondario  $T_{in} HX 2$ . Si noti, anche, che pur a temperature in ingresso al secondario diverse, l'efficienza rimane la stessa a parità di  $\Delta T_{max}$ : ciò è facilmente riscontrabile se si confrontano i primi tre punti della curva a  $T_{in} HX 2 = 25^\circ C$  con i tre punti della curva a  $T_{in} HX 2 = 35^\circ C$ . Relativamente ai valori di efficienza ottenuti, questi sono mostrati in figura 7.4.



**Figura 4: Efficienze  $\epsilon$  nel funzionamento a secco**

Si nota che l'efficienza ha un andamento non del tutto ascendente: si ha, come ci si aspetta, un aumento dell'efficienza all'aumentare della differenza di temperatura, per esempio a  $T_{in\ HX\ 2} = 25\ ^\circ\text{C}$ , passando dalla prova a  $40\ ^\circ\text{C}$  a quella a  $60\ ^\circ\text{C}$ , ma per la prova a  $50\ ^\circ\text{C}$  essa scende leggermente. Questo può essere dovuto alla diversa influenza dei fenomeni convettivi in gioco al variare della temperatura.

A titolo di controprova, i risultati per l'efficienza raggiunti sperimentalmente sono stati confrontati con quelli ottenibili per mezzo del software denominato REX (Recuperator EXchangers), fornito dal costruttore dello scambiatore di calore.

Nel complesso, i valori analizzati non risultano apprezzabilmente dissimili tra loro, in accordo all'errore relativo percentuale del software rispetto al valore misurato, il quale non arriva al 5%.

### 1.1.2 Prove effettuate in regime di funzionamento a umido

Focalizzando l'attenzione sulle prove effettuate in regime umido, è lecito aspettarsi una notevole differenza in termini di efficienze e potenze termiche scambiate, rispetto al caso in regime secco. L'esecuzione delle prove a umido è stata condotta ricorrendo alle medesime temperature per il primario e il secondario, di cui al paragrafo precedente. Naturalmente, in questo caso è stato necessario specificare anche il contenuto igrometrico del flusso d'aria secondario e la scelta si è orientata a valori di umidità assoluta pari a 10, 15, 20 g/kg, rispettivamente associate alle già note temperature di 25, 30 e 35 °C. Il prospetto riportato in Tabella 2 riassume le condizioni di prova scelte per l'attuazione dei test a umido.

**Tabella 2: Condizioni termiche dei due flussi d'aria per l'esecuzione delle prove a umido**

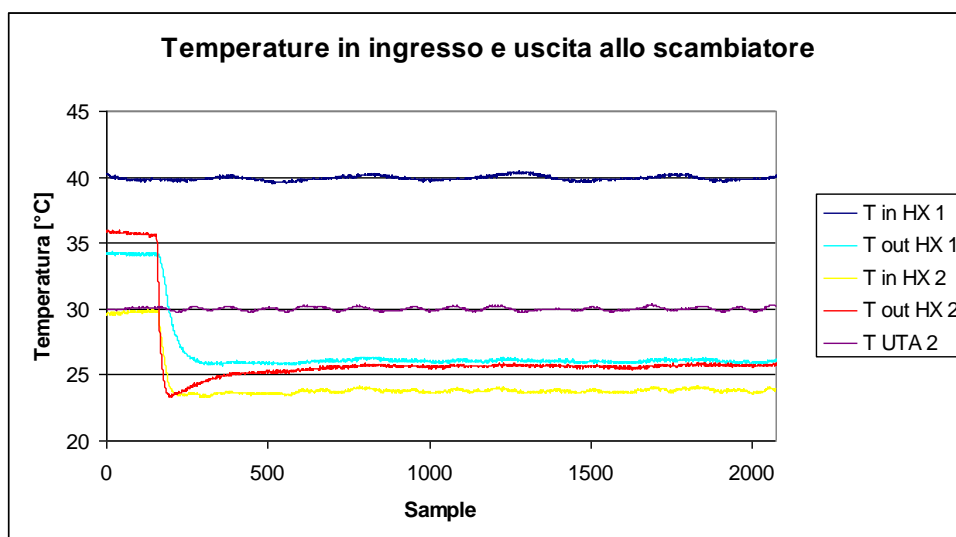
PROVE A UMIDO	Secondario	Primario			
Temperatura [°C]	25	30	40	50	60



Umidità associata [g/kg]	10				
Umidità relativa [%]	50,00				
Temperatura [°C]	30		40	50	60
Umidità associata [g/kg]	15				
Umidità relativa [%]	56,25				
Temperatura [°C]	35		40	50	60
Umidità associata [g/kg]	20				
Umidità relativa [%]	56,20				

Prima di procedere all'analisi dei risultati ottenuti in regime umido, è essenziale mostrare l'abbattimento subito dalla suddetta temperatura e dalle temperature in uscita dallo scambiatore, in seguito all'attivazione del sistema di umidificazione.

A titolo di esempio, nella Figura 5, viene mostrato l'abbattimento di temperatura in uno dei casi analizzati.

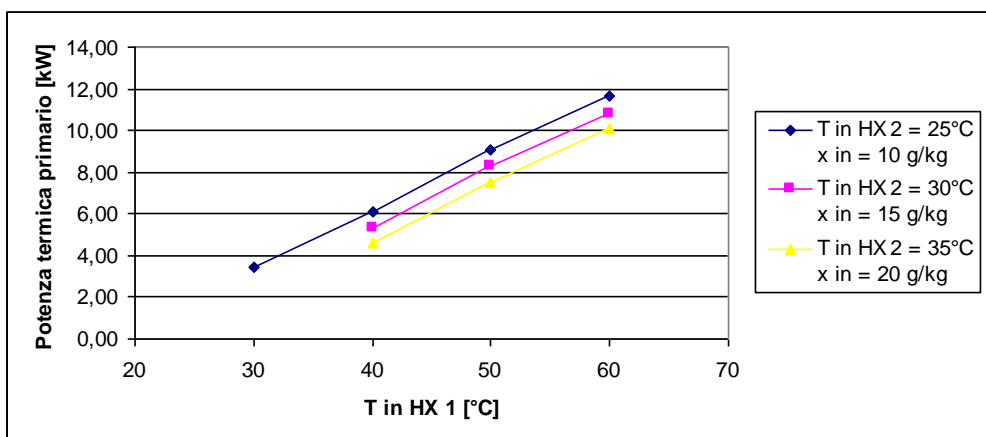


**Figura 5: Abbattimento delle temperature causato dall'umidificazione del flusso secondario, nel caso: primario a  $T_{in} HX 1 = 40$  °C, secondario a  $T_{in} HX 2 = 30$  °C e  $x_{in} = 15$  g/kg**

Dal precedente grafico emerge che la differenza di temperatura tra ingresso e uscita al primario,  $\Delta T_1$ , aumenta più del doppio rispetto alla stessa differenza a regime secco, merito del contributo prodotto dal raffreddamento evaporativo indiretto.

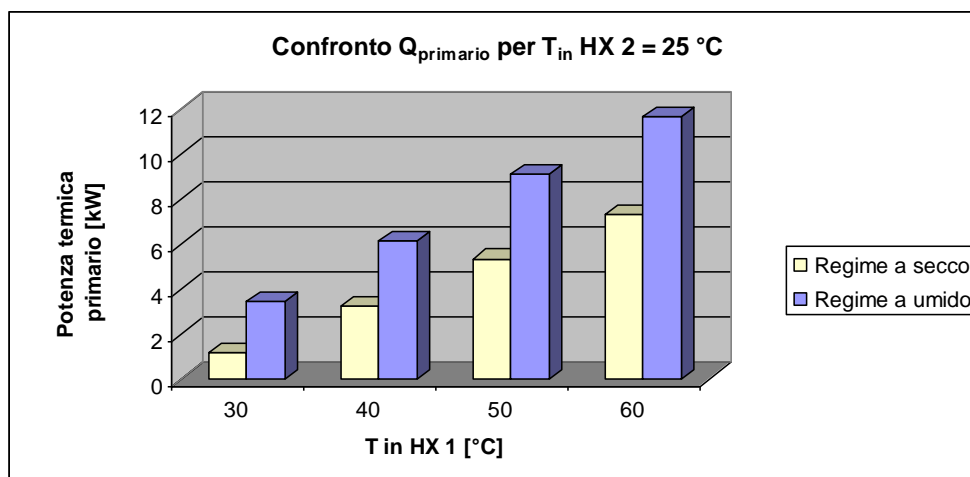
Chiaramente, per il calcolo delle efficienze a umido, si è fatto riferimento alla condizione di regime successiva all'avvio della umidificazione del secondario.

I valori di potenza termica sottratta al primario, a parità di condizioni di ingresso allo scambiatore, sono sensibilmente superiori nel caso a umido e l'andamento è mostrato in Figura 6.



**Figura 6: Andamento delle potenze termiche sottratte al primario nel funzionamento a umido**

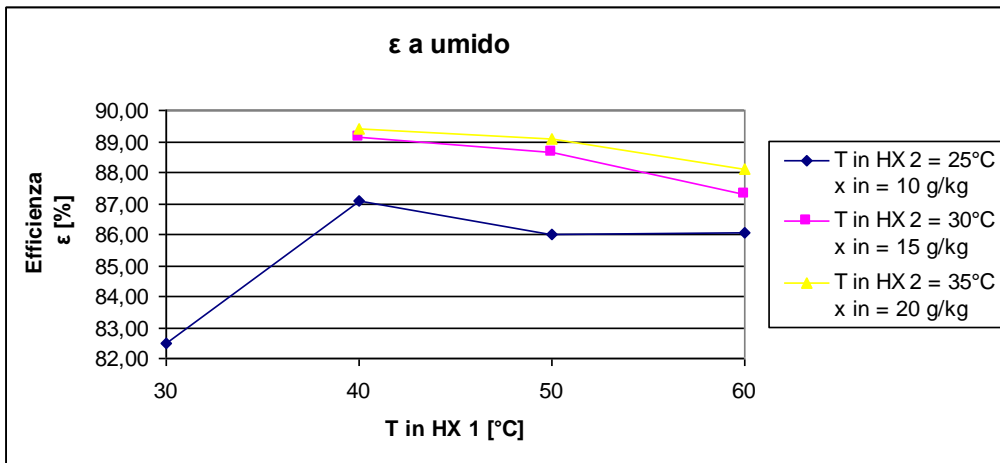
A titolo di esempio di riporta un diagramma di confronto della potenza scambiata in condizioni di funzionamento a secco e a umido per una temperatura e una umidità assoluta del fluido secondario di 25°C e 10 g/kg.



**Figura 7: Confronto delle potenze termiche sottratte a regime secco e umido per Tin HX 2 = 25 °C**

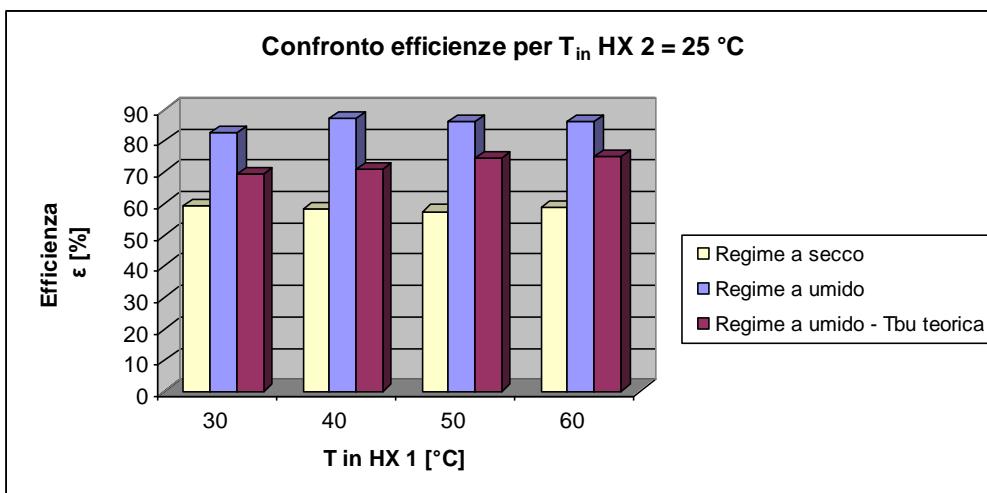
Gli istogrammi mostrano che, la potenza termica scambiata nel funzionamento a umido è anche maggiore del doppio di quella raggiunta a secco, quindi per ottenere la medesima potenza ma tramite raffrescamento evaporativo indiretto, sarebbe sufficiente scegliere uno scambiatore di dimensioni pari alla metà con conseguente riduzione di costo.

La Figura 8 riporta invece l'andamento dell'efficienza in regime umido nei casi studiati.



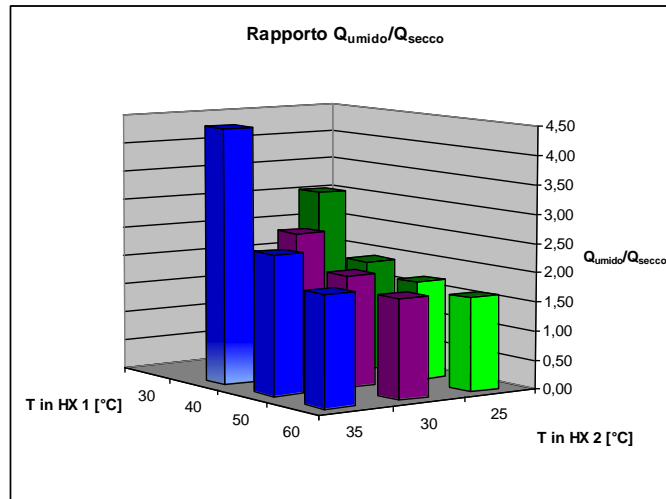
**Figura 8: Andamento delle efficienze  $\epsilon$  ottenute sperimentalmente**

È possibile osservare che i valori di efficienza ottenuti risultano molto elevati. Tuttavia bisogna considerare che, a causa delle condizioni di misura della temperatura a bulbo umido in ingresso al secondario, questa risulta sovrastimata. Infatti il sensore di temperatura posto all'ingresso dello scambiatore sul lato secondario, è costantemente irrorato dall'acqua che gocciola e si raccoglie nella apposita bacinella, risentendo così piuttosto della temperatura dell'acqua più che di quella dell'aria. Al fine di provare quanto sopradetto, si è proceduto a ricavare i valori di  $T_{bu}$  attraverso il diagramma psicrometrico, quindi sono stati calcolati i nuovi valori di efficienza a umido di seguito indicati con il termine "efficienza teorica". Un quadro completo dei risultati ottenuti e sopradiscussi è presentato Figura 9.



**Figura 9: Confronto delle efficienze a regime secco, umido e umido con i dati delle temperature a bulbo umido teoriche per  $T_{in} HX 2 = 25 \text{ °C}$**

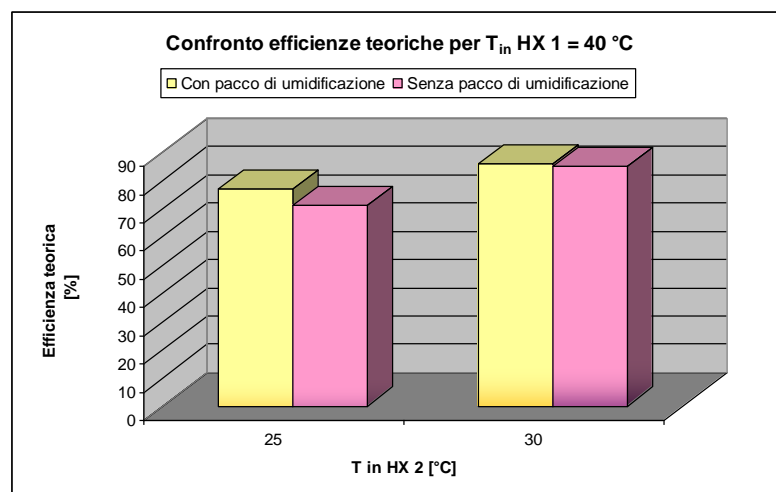
Infine, in Figura 10, è interessante osservare il rapporto tra i flussi termici sottratti al primario, nel passaggio dalle prove a regime secco alle quelle a regime umido.



**Figura 10: Rapporto  $Q_{umido}/Q_{secco}$**

Si può osservare che l'entità dello scambio termico aumenta al diminuire della temperatura di ingresso al primario, inoltre, globalmente subisce incrementi compresi tra circa il 50% e oltre il 300%, il che dà ulteriore conferma del vantaggio nell'impiego dell'umidificazione del flusso d'aria secondario.

Successivamente sono state eseguite le prove in presenza di pacco di umidificazione posto a monte dello scambiatore sul lato del flusso d'aria secondario. Dai risultati ottenuti, non emerge comunque un marcato vantaggio nell'impiego del pacco di umidificazione. Infatti l'efficienza aumenta solo leggermente e comunque non più del 4%. In Figura 11 si riporta a titolo di esempio il confronto del valore di efficienza ottenuto in presenza e in assenza del pacco di umidificazione per una  $T_{in}$  HX 1 di 40°C.



**Figura 11: Confronto efficienze con e senza pacco di umidificazione**

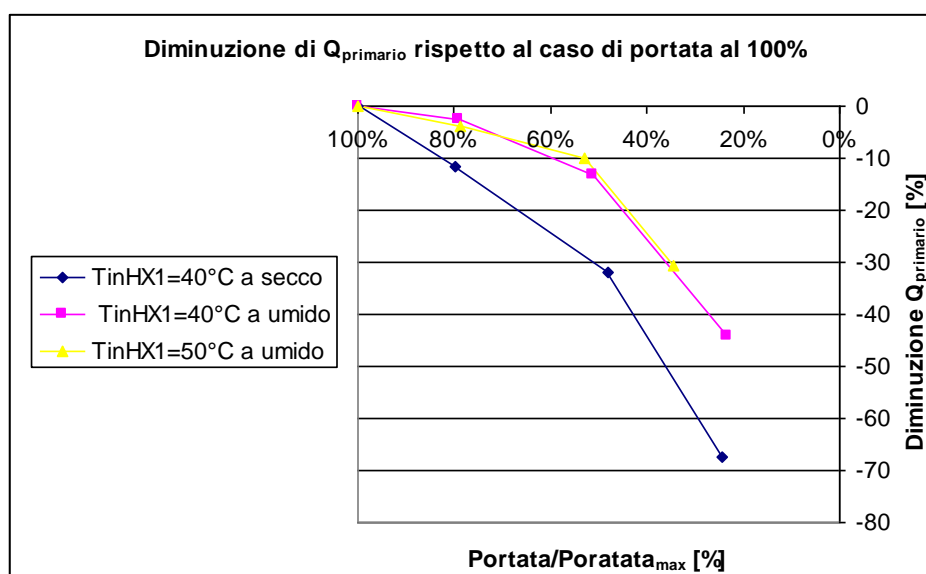
Infine sono state eseguite delle prove con un rapporto variabile tra le portate del fluido primario e secondario. In particolare, sono state valutate le caratteristiche del sistema al

diminuire della portata del flusso secondario. La possibilità di modulare le portate è stata ottenuta mediante l'installazione di un reostato per ogni unità di trattamento aria e la stessa modifica è stata attuata anche per l'elettropompa in modo da regolare anche l'entità della portata d'acqua inviata agli ugelli di umidificazione. Ancora una volta, le prove sono state effettuate, dapprima a secco, in seguito a regime umido cioè con la pompa attiva. Le condizioni per l'effettuazione delle prove sono riassunte in Tabella 3.

**Tabella 3: Condizioni termigrometriche dei due flussi d'aria per l'esecuzione delle prove a portata variabile a regime secco e umido**

PROVE A PORTATA VARIABILE	A secco		A umido		
	Secondario	Primario	Secondario	Primario	
$\dot{m}/\dot{m}_{max}$	1	1	1	1	
	0,8		0,8		
	0,50		0,50		
	0,25		0,25		
Temperatura [°C]	25	40	25	40	50
Umidità associata [g/kg]			10		
Umidità relativa [%]			50,00		

In modo particolare, si è voluto indagare il decremento delle prestazioni del componente, in termini di raffreddamento prodotto al primario al diminuire della portata di aria al secondario.



**Figura 12: Diminuzione di  $\dot{Q}_{primario}$  rispetto al caso di portata massima al secondario**

### 1.1.3 Conclusioni

In conclusione, dagli studi effettuati si può affermare che:

- è emersa una notevole differenza tra il comportamento del componente a secco e quello a umido, a parità di altre condizioni;
- nel passaggio da regime secco a regime umido le efficienze mediamente aumentano dal 60% all' 80-90%;
- si riscontra uno spiccato vantaggio nell'adozione del raffrescamento evaporativo indiretto in caso di funzionamento tipicamente estivo (aria di processo in ingresso a 30°C e aria di recupero a 25°C e 15 g/kg) in termini di salto di temperatura raggiunto e potenza termica sottratta (circa tripla) e modesto consumo di acqua (5,5 l/h);
- il sistema proposto consente una riduzione dell'ingombro dello scambiatore, a parità di potenza scambiata nel sistema a secco;
- la temperatura finale raggiunta al primario, nel caso di raffrescamento evaporativo indiretto, non risulta essere particolarmente danneggiata fino a un dimezzamento della portata dell'aria del secondario;
- la possibilità di variare la portata sul secondario rappresenta un'importante grado di libertà nelle scelte progettuali e applicative di un componente quale lo scambiatore in esame;
- per riduzioni della portata d'aria di espulsione fino a ½, il decremento del salto termico praticato al primario si rivela abbastanza modesto;

Dallo studio effettuato risultano quindi diversi vantaggi e possibilità di applicazioni del componente nell'ambito dei cicli DEC di trattamento dell'aria.

## 1.2 Monitoraggio e ottimizzazione delle prestazioni energetiche del sistema DEC nella sua nuova configurazione impiantistica

### 1.2.1 Descrizione dell'impianto e interventi migliorativi apportati

La nuova configurazione impiantistica dell'UTA DEC è ormai funzionante da quasi un anno. Essa è caratterizzata soprattutto, oltre che dalla ruota essiccante, dalla presenza di due scambiatori di calore aria - aria a flussi incrociati utilizzati per il raffreddamento evaporativo indiretto dell'aria di processo in uscita dalla ruota essiccante. Questi due scambiatori hanno preso il posto dello scambiatore rotativo "classico" del ciclo DEC. Il processo di raffreddamento dell'aria deumidificata avviene così in due stadi successivi, tramite scambio di calore con il flusso d'aria di estrazione dall'edificio mantenuta in condizioni di saturazione.

La configurazione di impianto ha richiesto l'introduzione di un nuovo ventilatore per la movimentazione del flusso d'aria di rigenerazione, il quale è stato dotato di un inverter per

c  
l  
r

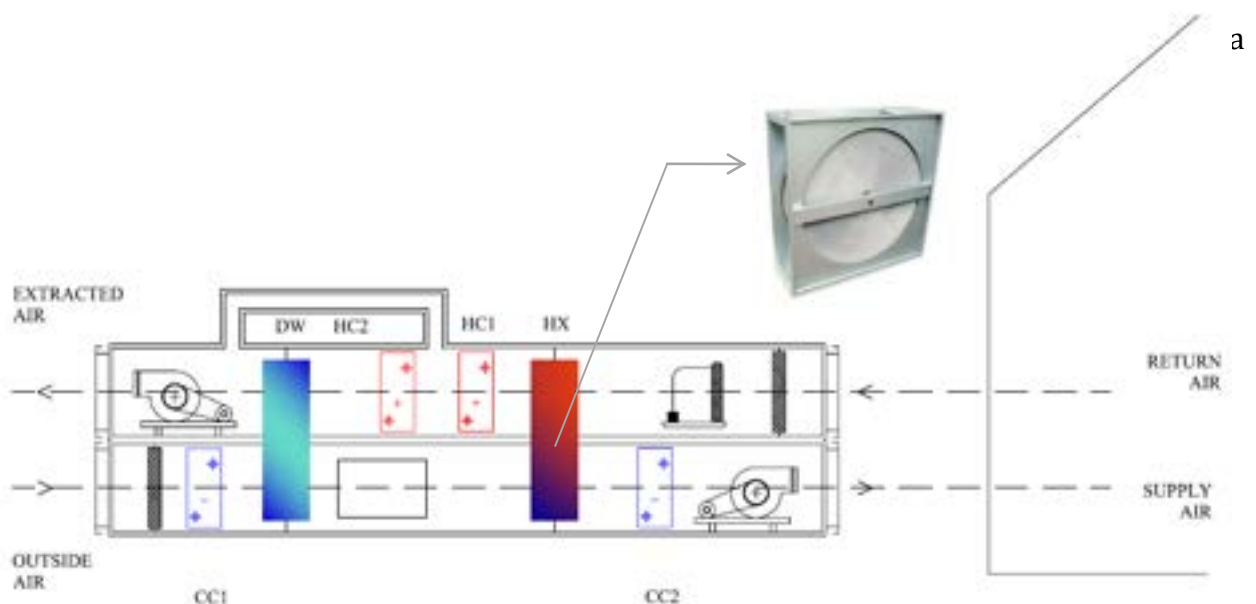


Figura 13: Schema di funzionamento dell'UTA DEC nella configurazione precedente

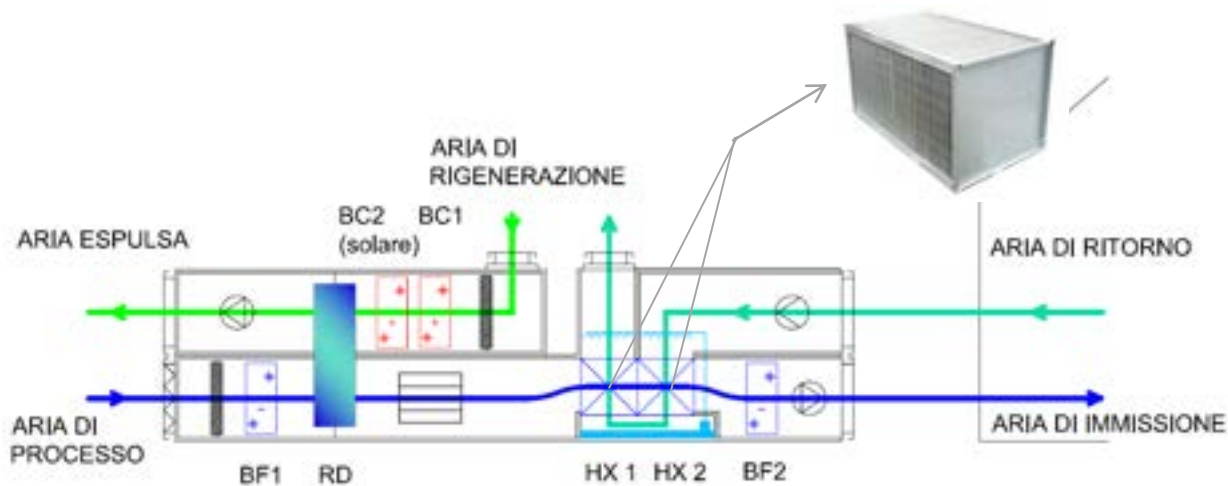


Figura 14: Schema di funzionamento dell'UTA DEC con raffreddamento evaporativo indiretto dell'aria di processo a due stadi

### 1.2.2 La procedura di monitoraggio unificata del Task 38 IEA

Il gruppo di lavoro del Task 38 IEA Sub task B, all'interno del quale il Dipartimento ha collaborato, si è occupato dello sviluppo di una procedura di monitoraggio unificata per i sistemi di solar cooling.

La procedura è ripartita in tre livelli con i seguenti contenuti:

- informazioni di base sul rapporto di energia primaria (*Primary Energy Ratio*) e costi specifici
- analisi semplificata dell'efficienza globale del sistema solare "*solar energy source management*"
- procedura di monitoraggio avanzata

La seguente figura mostra lo schema del cosiddetto "*SHC\_max\_system*" cioè un sistema *Solar Heating & Cooling*, in cui sono presenti tutti i componenti possibili: la macchina ad assorbimento per la produzione di acqua fredda con accumulo freddo e torre di raffreddamento, l'Unità di Trattamento Aria Desiccant Cooling, l'impianto solare con accumulo e utenza sia di acqua calda sanitaria che di riscaldamento degli ambienti, dei terminali radianti o convettivi, la macchina frigorifera ausiliaria e la caldaia ausiliaria.



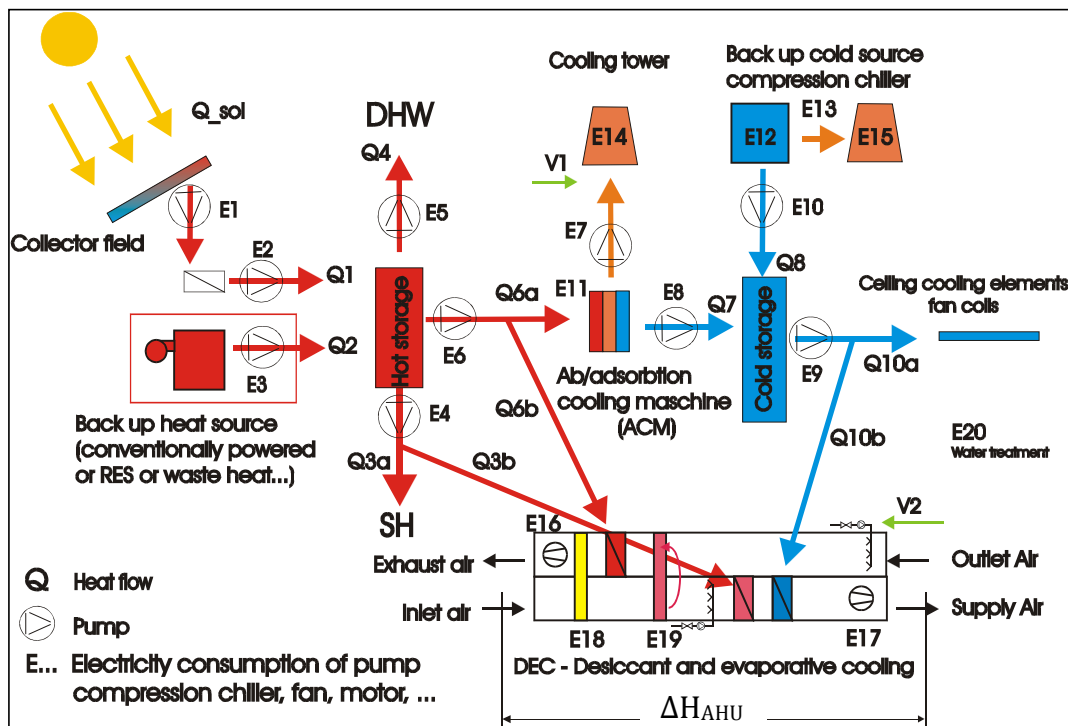


Figura 15: Schema dei flussi energetici di un *SHC\_max\_system*

I flussi di energia sono definiti nello schema come segue:

- $Q_{sol}$  irradiazione solare
- $Q_1$  energia solare utile (che arriva nell'accumulo caldo)
- $Q_2$  energia termica ausiliaria (caldaia)
- $Q_3$  energia per il riscaldamento ambienti ( $Q_{3a}$ : per termosifoni o soffitto radiante,  $Q_{3b}$ : batteria calda di immissione nell'UTA)
- $Q_4$  energia usata per l'acqua calda sanitaria
- $Q_6$  energia termica per il processo frigorifero ( $Q_{6a}$ : per la rigenerazione nella macchina ad assorbimento,  $Q_{6b}$ : rigenerazione della ruota DEC nell'UTA)
- $Q_7$  energia frigorifera prodotta dalla macchina ad assorbimento
- $Q_8$  energia frigorifera prodotta dalla macchina ausiliaria
- $Q_{10}$  energia frigorifera utile ( $Q_{10a}$ : acqua fredda per terminali radianti o convettivi,  $Q_{10b}$ : acqua fredda per le batterie ausiliarie nell'UTA)
- $\Delta H_{AHU}$  energia fornita dall'UTA (*Air Handling Unit*)

I flussi di energia con la sigla E indicano i consumi di energia elettrica,  $E_{elec,tot} = \sum E_i$ .

Per il monitoraggio è necessario un minimo di sensori e misuratori di portata, calore e corrente elettrica. Per l'Unità di Trattamento Aria questi sono i misuratori di portata d'aria di processo e di rigenerazione, e i sensori di temperatura ed umidità per l'aria esterna e l'aria di immissione, per poter determinare il salto entalpico prodotto dall'UTA.

## 1° livello: informazioni di base sul Primary Energy Ratio

L'obiettivo del 1° livello è la determinazione di un indice di prestazione che permetta di confrontare diversi impianti di *Solar Cooling* fra di loro tramite un indicazione dell'efficienza in termini di consumi specifici di energia primaria, e dei costi.

È necessario un set di sensori e di quattro contatori di calore, e almeno un contatore per il consumo elettrico.

Sono inoltre definiti i seguenti fattori di conversione:

- fattore di conversione di energia elettrica  $\varepsilon_{elec} = 0.4$
- fattore di efficienza di combustione:  $\varepsilon_{fossil} = 0.9$
- efficienza della caldaia:  $\varepsilon_{boiler\_fossil} = 0.95$
- fattore di conversione renewable energy source (RES) in caso che l'ausiliario è alimentato con una fonte energetica rinnovabile, come pellets, legna, biomasse ecc.;  
p.e. per pellets :  $\varepsilon_{RES} = 10$  (10 kWh calore da 1 kWh Energia Primaria)
- $\varepsilon_{boiler\_RES} = 0.9$  (p.e. pellets boiler)

Sulla base di queste definizioni, conosciuti i flussi di energia nell'impianto, si calcola il *Primary Energy Ratio*, (come un reciproco del consumo specifico dell'energia primaria), ovvero l'energia frigorifera utile in kWh, prodotta con un kWh di energia primaria.

$$PER = \frac{Q_{3a} + Q_4 + Q_{10a} + |\Delta H_{AHU}|}{\frac{Q_{2\_fossil}}{\eta_{boiler} * \varepsilon_{fossil}} + \frac{Q_{2\_RES}}{\eta_{boiler} * \varepsilon_{RES}} + \frac{E_{elec,tot}}{\varepsilon_{elec}}}$$

$|\Delta H_{AHU}|$ : l'energia fornita dall'UTA viene sommato sempre come energia positiva, sia in caso di raffreddamento che di riscaldamento.

Alla fine del primo livello vengono calcolati i costi specifici che fanno riferimento ai costi per l'utente finale, specificati per la potenza frigorifera installata.

$$\frac{\text{Costi (k€)}}{kW_{frigo}}$$

## 2° livello: analisi semplificata del "Solar Energy Source Management"

Considerando l'energia termica di rigenerazione (o di calore per acqua calda sanitaria o riscaldamento degli ambienti),  $Q_2$  viene specificato come calore di *back-up*, includendo il *back-up* convenzionale (fossile) come anche il *back-up* da altri fonti rinnovabili, tranne l'energia solare.

Sono necessari altri due contatori di calore per misurare  $Q_1$  e  $Q_6$ , e un piranometro. In un primo passo viene definita la frazione solare e l'efficienza dei collettori solari:

$$S_F = \frac{Q_1}{Q_1 + Q_2}$$

$$\eta_{coil} = \frac{Q_1}{Q_{sol}}$$

Con questi coefficienti si può calcolare la quantità dell'energia solare che non viene trasformata in energia utile (non arriva all'accumulo):

$$\Delta Q_{sol} = Q_{sol} * (1 - \eta_{coil})$$

Un secondo passo è la determinazione dell'efficienza dell'accumulo e dell'energia persa nello stesso.

$$\eta_{accu} = \frac{Q_3 + Q_6 + Q_4}{Q_1 + Q_2}$$

$$Q_{loss} = (Q_1 + Q_2) - (Q_3 + Q_6 + Q_4)$$

Per evidenziare la quantità dell'energia solare incidente che non viene utilizzata nell'impianto, si determinano le parti dell'energia utile prodotta con l'energia solare che compongono Q\*:

$$Q_6^* = SF \cdot Q_6 \quad Q_3^* = SF \cdot Q_3 \quad Q_4^* = SF \cdot Q_4$$

L'efficienza termica globale è il rapporto fra l'energia utile prodotta con l'energia solare e l'energia solare incidente;  $Q_{solar,unex}$  invece è l'energia solare incidente che non viene utilizzata nell'impianto:

$$\eta_{Heat} = \frac{Q^*}{Q_{sol}}$$

$$Q_{solar,unex} = Q_{sol} - Q^*$$

### 3° livello: procedura di monitoraggio avanzata

Il terzo livello è stato sviluppato per un possibile confronto con impianti convenzionali in termini di risparmio di energia primaria. Vengono definiti i risparmi percentuali di energia termica e frigorifera (*fractional solar heating & cooling savings*)  $f_{sav,shc}$  in termini di:

- energia consumata dagli ausiliari necessari per il sistema di raffreddamento/riscaldamento solare (numeratore) →  $E_{aux}$
- consumo di energia di un impianto convenzionale di riferimento, senza input solari (denominatore) →  $E_{ref}$

$$f_{sav,shc} = 1 - \frac{\frac{Q_{boiler}}{\epsilon_{fossil} * \eta_{boiler}} + \frac{Q_{RES}}{\epsilon_{RES} * \eta_{RES}} + \frac{E_{el}}{\epsilon_{elec}} + \frac{Q_{cooling,missed}}{SPF * \epsilon_{elec}}}{\frac{Q_{boiler,ref}}{\epsilon_{fossil} * \eta_{boiler,ref}} + \frac{E_{el,ref}}{\epsilon_{elec}} + \frac{Q_{cooling,ref}}{SPF_{ref} * \epsilon_{elec}}}$$

in cui  $Q_{cooling, missed}$  è l'energia frigorifera fornita da una fonte ausiliaria fredda, per compensare un'insufficienza dell'energia frigorifera prodotta dal sistema Solar Cooling, mentre SPF è il fattore di prestazione stagionale (*Seasonal Performance Factor*).  $SPF_{ref}$  viene suggerito con il valore di 2.8.

La seguente figura indica i flussi d'energia in un sistema convenzionale di riferimento:

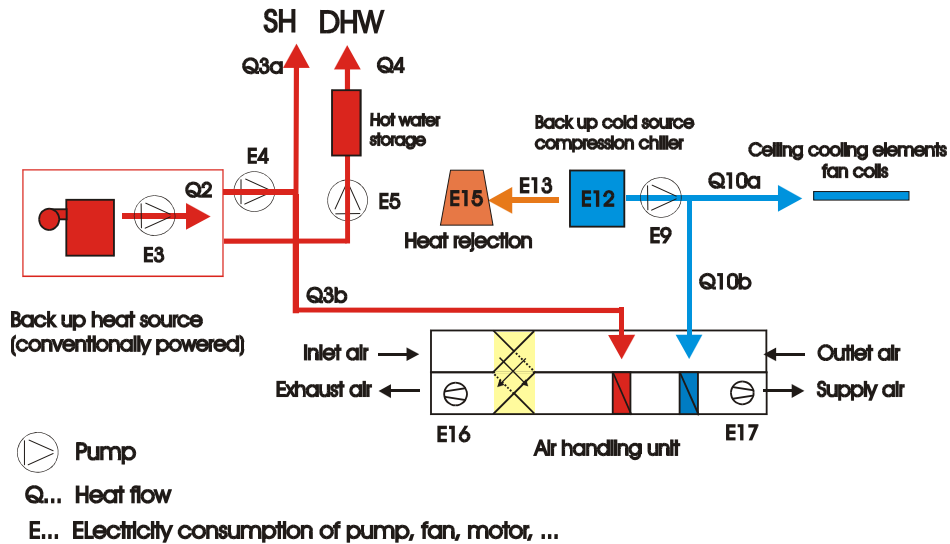


Figura 16: Schema dei flussi energetici del sistema convenzionale di riferimento

Nella procedura descritta segue l'elenco dei consumi elettrici che nel sistema SHC vengono misurati, che sono E1 – E5 per il riscaldamento, E6 – E15 per il raffreddamento, E16 – E19 per il sistema DEC.

Per il dimensionamento teorico del sistema convenzionale, (solo in termini di confronto) partendo dalle misure eseguite nell'impianto SHC, si procede operando le seguenti ipotesi:

- tutte le energie termiche (di calore e di freddo) sono completamente sostituite dalle energie prodotte nell'impianto convenzionale
- il consumo elettrico per la movimentazione dei fluidi nei due sistemi è equivalente (E5, E4 e E9 in Figura 16)
- anche il rapporto fra energia elettrica ed energia termica nel boiler nei due sistemi è equivalente
- $\alpha_{SHC} = \frac{E_{el.boiler}^{SHC}}{Q_{boiler.SHC}^{thermal}} \approx \alpha_{ref} = \frac{E3}{Q2}$
- l'energia elettrica assorbita dai ventilatori per il sistema di ventilazione convenzionale è calcolato a base dei consumi elettrici dell'impianto DEC misurati (Figura 15) e corretto con il rapporto fra le teoriche perdite di carico nominali e quelle dell'impianto DEC

Come ultimo argomento vengono riportate le considerazioni rispetto ai consumi dei ventilatori per il confronto fra l'UTA *Desiccant* e l'impianto convenzionale.

L'assorbimento elettrico di ogni ventilatore, inserendo  $\Delta P$  in Pa e  $\dot{V}$  in  $m^3/s$ , è dato:

$$E_{vent} = \frac{\Delta P * \dot{V}}{\eta} [W]$$

Assumendo le stesse portate e la stessa efficienza dei ventilatori per l'impianto DEC e per quello convenzionale, si ha

$$E_{ref}^{vent,el} = E_{SHC}^{DEC,el} * \frac{\Delta P_{supply}^{REF} * \dot{V}_{supply} + \Delta P_{return}^{REF} * \dot{V}_{return}}{\Delta P_{supply}^{DEC} * \dot{V}_{supply} + \Delta P_{return}^{REF} * \dot{V}_{return}}$$

Le perdite di carico del sistema DEC sono conosciute, ed anche quelle dei singoli componenti (di solito indicati dal produttore). Quelle del sistema convenzionale possono essere stimate considerando solamente i componenti presenti.

Infine viene calcolato il *Reference Primary Energy Ratio* (rapporto di Energia Primaria del sistema convenzionale di riferimento), ovvero l'energia frigorifera utile in kWh, fornita dal un impianto frigorifero convenzionale con lo stesso rendimento di quello solare, prodotta con un kWh di energia primaria:

$$PER = \frac{Q_{3a} + Q_4 + Q_{10a} + |\Delta H_{AHU}|}{\frac{Q_3 + Q_4 + Q_{loss,ref}}{\eta_{boiler,ref} * \epsilon_{fossil}} + \frac{Q_{cooling,ref}}{SPF_{comp} * \epsilon_{elec}} + \frac{E_{elec,tot,ref}}{\epsilon_{elec}}}$$

Per un confronto diretto con il *Primary Energy Ratio PER* calcolato nel primo livello, si assume lo stesso carico per il sistema convenzionale come il carico misurato nel monitoraggio del sistema *Solar Cooling*, e definito nel calcolo di  $f_{save, SHC}$ .

Il termine  $SPF_{comp}$  invece è il Seasonal Performance Factor della macchina frigorifera a compressione di vapore, con il valore uniforme di 2.8.

Relativamente al caso delle unità di trattamento aria, altri indicatori energetici utilizzati sono il COP termico ed elettrico

Il COP termico di una unità *desiccant cooling* è definito come il rapporto tra la variazione di entalpia specificata per la portata dell'aria trattata e la potenza termica spesa per la rigenerazione della ruota essiccante ovvero:

$$COP_{th} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{est} - h_{imm})}{\dot{Q}_{rig}}$$

dove:

- $\dot{m}$  è la portata di processo dell'unità di trattamento aria

- $h_{est}$  è l'entalpia specifica dell'aria esterna
- $h_{imm}$  è l'entalpia specifica dell'aria di immissione
- $\dot{Q}_{rig}$  è la potenza termica fornita al sistema per la rigenerazione della ruota deumidificante

Quando nel ciclo di trattamento siano utilizzate anche batterie ausiliarie di raffreddamento, la relazione per il calcolo del COP diventa la seguente:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_{DEC}}{\dot{Q}_{rig}} = \frac{(\dot{Q}_{frig\_UTA} - \dot{Q}_{BF\_aux})}{\dot{Q}_{rig}}$$

dove il numeratore è la potenza frigorifera relativa soltanto al processo desiccant cooling. Nelle configurazioni impiantistiche che utilizzano il calore di condensazione della macchina frigorifera per il pre-riscaldamento della portata d'aria di rigenerazione, a denominatore della formula per il calcolo del COP termico del ciclo deve figurare soltanto la potenza termica fornita dal sistema solare. La potenza termica ceduta dalla batteria calda HC1 è infatti da considerarsi un recupero interno al sistema stesso.

Un'altra grandezza fondamentale del sistema è il COP elettrico definito dal rapporto tra l'intera potenza frigorifera dell'UTA, ovvero considerando anche l'eventuale contributo della batteria fredda ausiliaria, e la potenza elettrica assorbita dai singoli componenti dell'UTA (ventilatori, pompa di ricircolo, motore della ruota essiccante e servomotori) ed eventualmente dal refrigeratore d'acqua ausiliario (per la quota parte inerente alla produzione di freddo per la batteria ausiliaria).

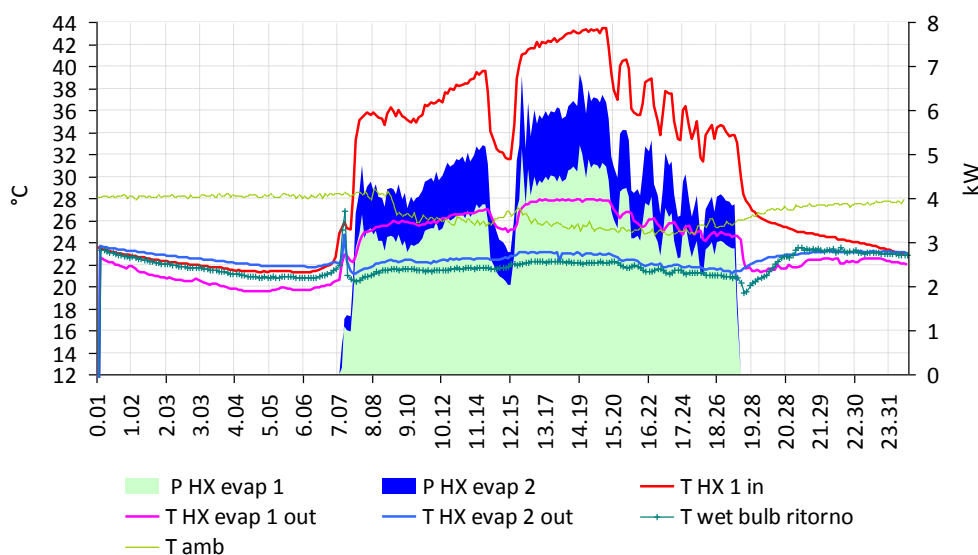
$$COP_{el} = \frac{\dot{Q}_{frig\_UTA}}{P_{el}}$$

### 1.2.3 Analisi dei risultati secondo la procedura di monitoraggio del Task 38 IEA

L'impianto DEC in esame è stato monitorato e analizzato secondo il 3° livello della procedura citata. I dati di monitoraggio relativi alla nuova configurazione impiantistica e presentati di seguito sono relativi ai mesi di giugno e luglio 2011, agosto e settembre 2010 per il funzionamento estivo e dicembre, gennaio e febbraio 2010 per il funzionamento invernale.

Nel monitoraggio dell'impianto effettuato nelle due stagioni (cooling/heating), oltre alla valutazione delle prestazioni energetiche principali del sistema si sono indagati principalmente due aspetti ovvero: la capacità del processo innovativo di raffrescamento evaporativo con conseguente riduzione dell'intervento della seconda batteria fredda BF2, e l'influenza della variazione della portata d'aria di rigenerazione sulla deumidificazione nella ruota.

La seguente Figura 17 mostra l'andamento delle temperature misurate nel trattamento effettuato dagli scambiatori evaporativi e le prestazioni di raffreddamento in una giornata a luglio. Si nota che la temperatura in uscita dal secondo scambiatore si avvicina molto alla temperatura di bulbo umido dell'aria di ritorno, raggiungendo un valore minimo di 21.7°C. (Rapporto medio di temperatura in questa giornata 84%). Il primo scambiatore arriva a una potenza massima di 4.7 kW, il secondo a circa 1.6 kW. (Potenza massima della batteria fredda 2 in questa giornata 1 kW).



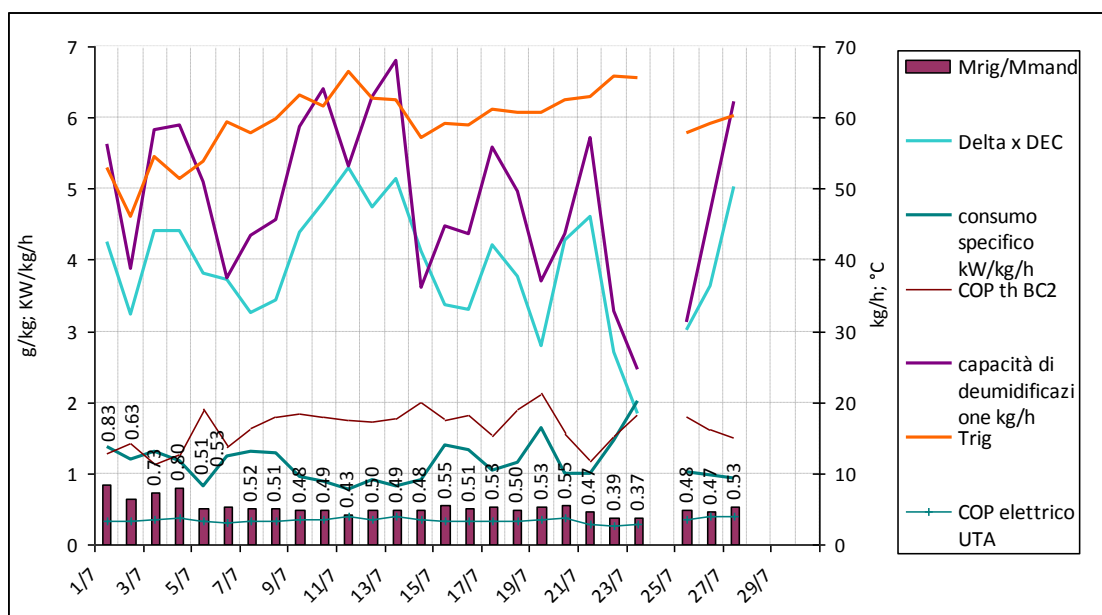
**Figura 17: Potenze frigorifere e temperature dei flussi d'aria in entrata ed in uscita dagli scambiatori evaporativi - 3 luglio 2011**

Con l'introduzione di un ventilatore separato per l'aria di rigenerazione, si ha la possibilità di agire sulla temperatura di rigenerazione. Si presume che ciò permetterebbe di ottimizzare lo sfruttamento del calore di rigenerazione, e di aumentare di conseguenza il COP termico del sistema.

In Figura 18 viene mostrata la capacità di deumidificazione media giornaliera in funzione del rapporto fra le portate massiche di rigenerazione e di processo. Vengono anche mostrati i valori medi giornalieri della temperatura di rigenerazione, del grado deumidificazione sulla ruota deumidificante, del consumo specifico di calore e del COP termico nel periodo 1-27 luglio 2011.

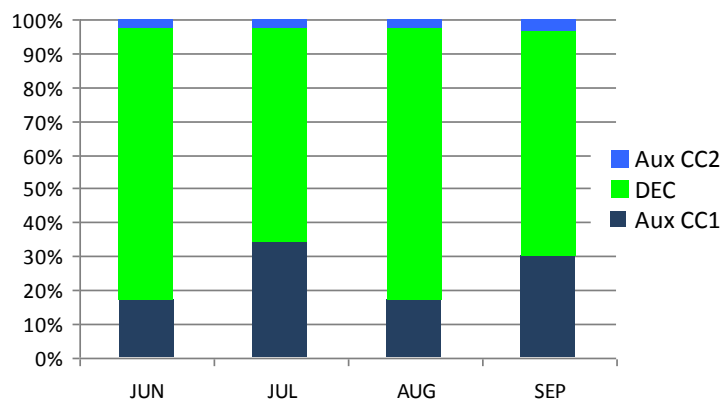
Come può notarsi il giorno 23 luglio il sistema ha funzionato con un minore rapporto fra le portate, pari a 0,37. In corrispondenza di tale modalità si sono registrati valori minori di capacità di deumidificazione (nonostante la maggiore temperatura di rigenerazione). Sebbene il consumo specifico di calore (per la sola deumidificazione) si sia incrementato sensibilmente, è interessante notare come il COP termico dell'intero processo sia aumentato. Tuttavia osservando il COP elettrico si può notare come esso sia minore rispetto alle giornate precedenti, a causa di un maggiore intervento delle batterie fredde ausiliarie.

Sembra quindi chiaro che l'obiettivo di risparmiare energia elettrica mediante un minore utilizzo del ventilatore di rigenerazione sia contrastato dalla necessità di maggiore utilizzazione di freddo dal chiller ausiliario.



**Figura 18: Capacità di deumidificazione in funzione dei diversi parametri di funzionamento periodo 1 - 27 luglio 2011**

Osservando la distribuzione della produzione di freddo nel periodo monitorato, si nota il massimo intervento delle batterie ausiliarie nel mese di luglio 2011 (il 38% dell'energia frigorifera totale fornita). Questo mese è stato caratterizzato da un umidità dell'aria esterna estremamente alta, che ha richiesto un significativo intervento della batteria di deumidificazione ausiliaria (in agosto 2010 invece l'impianto era operativo per solo 5 giorni).

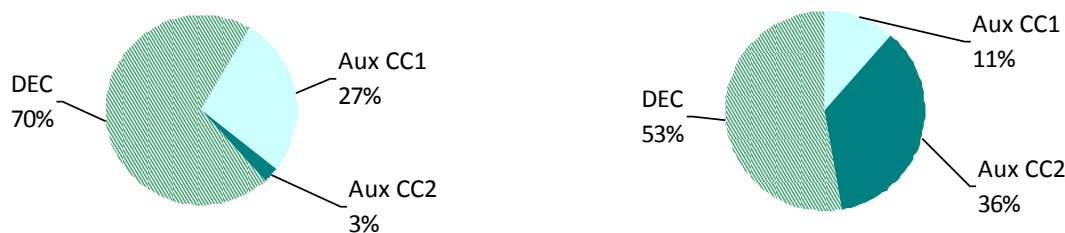


**Figura 19: Distribuzione dell'energia frigorifera prodotta nei mesi estivi 2010/11 nell'UTA DEC**

Il risultato per tutta la stagione di raffrescamento (Figura 20) è molto positivo per la parte dell'energia prodotta in modo non-convenzionale (dai componenti ruota essiccante e

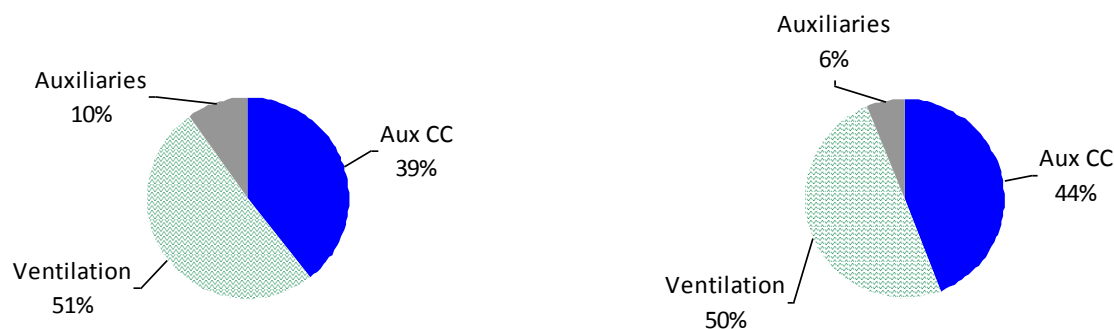


scambiatori evaporativi) che copre il 70% del totale, mentre nella stagione precedente, con la configurazione di impianto precedente, questa parte era del 53%.



**Figura 20: Energia frigorifera prodotta fra il 7 agosto 2010 e il 27 luglio 2011 nell'UTA DEC con scambiatori evaporativi (a sinistra) e nell'UTA DEC con scambiatore rotativo (a destra)**

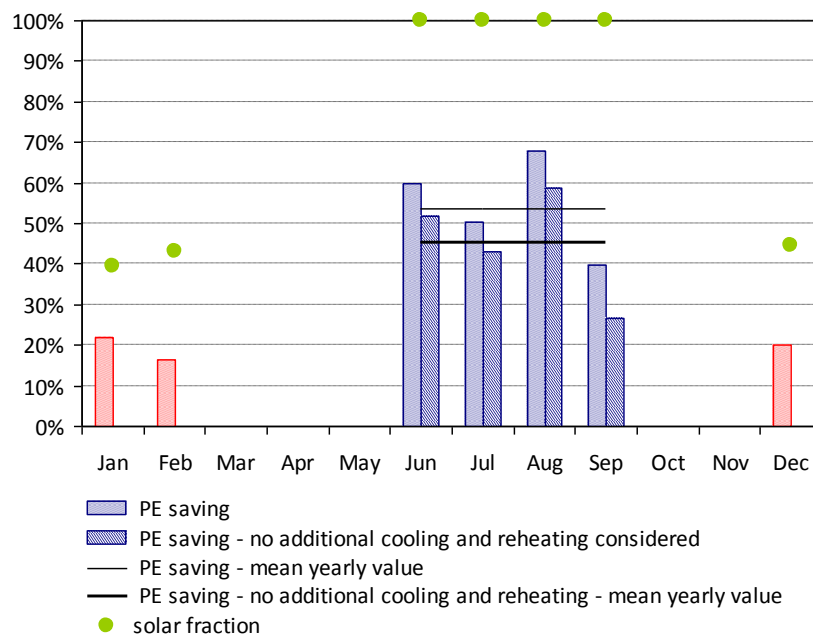
La distribuzione dei consumi elettrici nel periodo monitorato rispetto alla configurazione con scambiatore di calore rotativo, con l'intervento minore delle batterie ausiliarie, è mostrata in Figura 21.



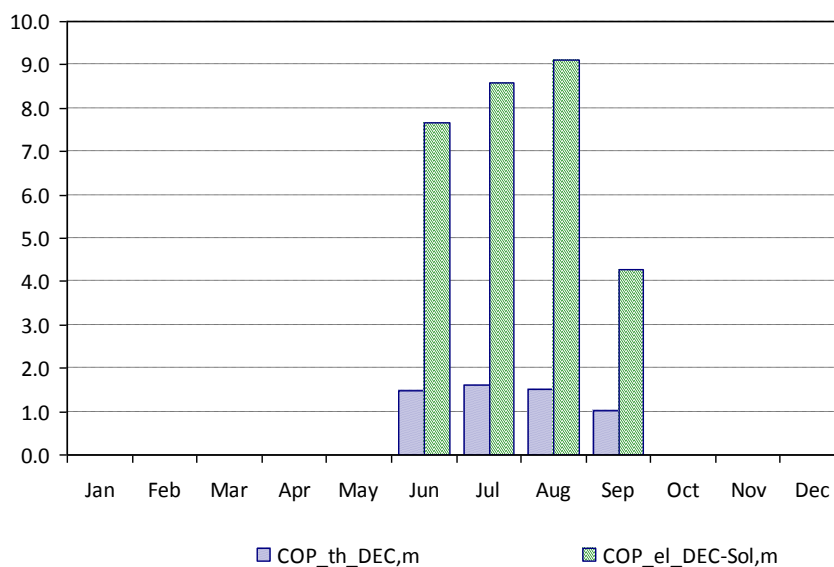
**Figura 21: Ripartizione dei consumi di energia elettrica fra il 7 Agosto 2010 e il 27 Luglio 2011 nell'UTA DEC nella sua nuova configurazione (a sinistra) ed in quella precedente(a destra)**

Si nota una riduzione in termini percentuali del consumo da parte delle batterie ausiliare. Ai fini del calcolo delle prestazioni energetiche e dei risparmi dell'impianto rispetto ad un UTA convenzionale, il primo anno di monitoraggio della nuova configurazione viene presentato sinteticamente nella figura 17. Seguendo l'approccio della procedura elaborata dal Task 38 IEA, si giunge a risparmi di Energia Primaria per il periodo estivo fra il 39.0% a settembre, e il 68% ad agosto (valori della vecchia configurazione fra il 43 e il 59%). Per il periodo invernale si hanno risparmi dal 17 al 22.5% (contro valori dal 25 al 28% della vecchia configurazione), con frazione solare invernale (rispetto al calore messo a disposizione nell'accumulo) media del 42% (vecchio valore 44%).

Il COP elettrico, considerando come consumo solamente quello della pompa solare e del consumo extra dovuto alla movimentazione dell'aria nell'UTA DEC rispetto ad una convenzionale, arriva a un valore mensile massimo di 9.1 (nella configurazione precedente pari a 6.0), il COP termico invece a un valore di 1.6 (valore massimo mensile precedente 1.3).



**Figura 22: Risparmio di Energia Primaria e Frazione Solare dell'UTA DEC - periodo fra il 7 Agosto 2010 e il 27 Luglio 2011**



**Figura 23: COP termici ed elettrici nell' UTA DEC - periodo fra il 7 Agosto 2010 e il 27 Luglio 2011**

Questi valori rispecchiano molto più chiaramente la riduzione dell'energia frigorifera ausiliaria per effetto dell'introduzione degli scambiatori evaporativi. Anche il calcolo del risparmio di Energia Primaria evidenzia l'efficacia, specie nei mesi più caldi, della nuova configurazione.

### 1.3 Progetto di un prototipo di una Unità di Trattamento Aria DEC

#### 1.3.1 Dati di progetto

L'Unità di Trattamento Aria proposta è stata dimensionata per operare in regime di ventilazione ad aria primaria avente una portata nominale di 2000 m<sup>3</sup>/h e realizza un processo Desiccant Evaporative Cooling al quale sono apportate alcune modifiche che ne migliorano le prestazioni energetiche rispetto ad una configurazione DEC standard.

Non è richiesto un contributo dell'UTA nell'abbattimento del carico sensibile in ambiente ovvero il carico termico/frigorifero verrà garantito mediante dei fancoil alimentati da una pompa di calore dedicata. Il titolo dell'aria in immissione calcolato in condizione di occupazione massima risulta pari a 8,6 g/kg.

#### 1.3.2 Descrizione dell'Unità di Trattamento dell'Aria DEC

La configurazione impiantistica scelta funziona secondo lo stesso principio dell'UTA DEC attualmente monitorata presso il Dipartimento dell'Energia dell'Università di Palermo, a seguito delle ultime modifiche apportate nel 2010.

Il "cuore" dell'impianto consiste nella ruota a silicagel che provvede alla deumidificazione dell'aria esterna in ingresso all'UTA. Dopo il trattamento di deumidificazione attuato nella ruota essiccante, la configurazione impiantistica scelta prevede l'introduzione di due scambiatori di calore in serie di tipo aria - aria utilizzati per il successivo raffreddamento dell'aria di processo.

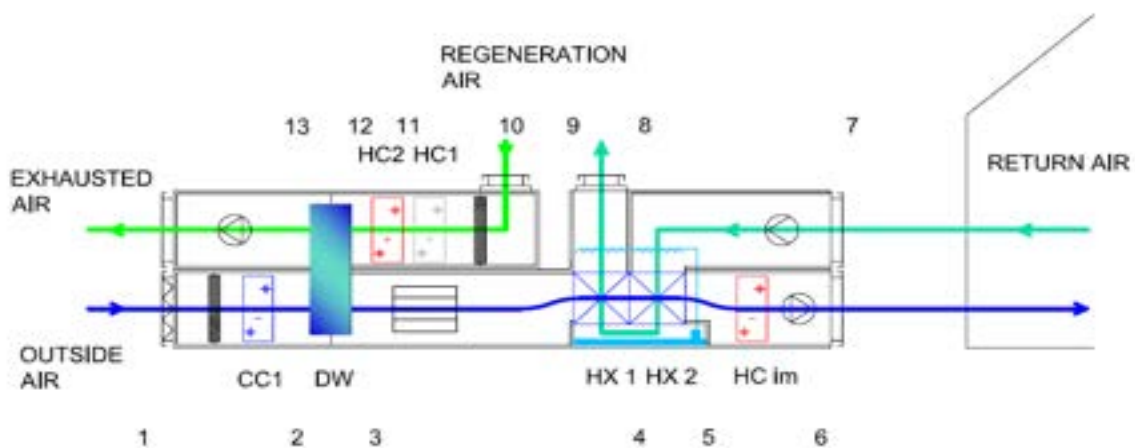


Figura 24: Schema UTA DEC

Per mezzo di questi componenti è possibile massimizzare il processo di raffreddamento evaporativo indiretto utilizzando il flusso d'aria di estrazione dall'edificio.

L'aria di processo subisce così un doppio stadio di raffrescamento evaporativo indiretto per mezzo dello scambio termico che avviene con il flusso d'aria di ritorno dall'edificio che viene

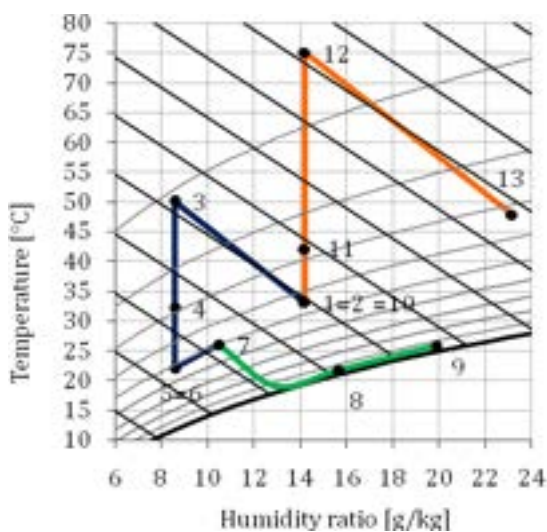
portato e mantenuto in condizioni di saturazione tramite nebulizzazione di acqua sul lato secondario degli scambiatori evaporativi HX 1 e 2.

Il processo di trattamento dell'aria è di tipo ibrido ovvero il sistema è provvisto anche di una batteria di raffreddamento ausiliaria impiegata nei momenti di bassa radiazione solare e/o quando l'umidità assoluta dell'aria esterna supera una certa soglia. Questa batteria, posta a monte del rotore adsorbente, viene impiegata per predeumidificare e preraffreddare l'aria in ingresso all'UTA e sarà alimentata con acqua refrigerata prodotta dalla pompa di calore.

Sul lato della rigenerazione è previsto l'uso di una batteria di scambio termico (HC1) per il recupero del calore di condensazione della pompa di calore. Questo permette, a parità di temperature di rigenerazione e dunque di prestazioni dell'unità di trattamento, la diminuzione della quantità di calore che deve essere fornito dal sistema solare ed in definitiva l'installazione di una superficie minore di collettori con relativi benefici in termini di un minore costo di impianto. La configurazione di impianto necessita l'impiego di tre ventilatori per la movimentazione dei flussi d'aria di processo, di ritorno dall'edificio e di rigenerazione. Questi dovranno essere dotati di sistemi per il controllo della velocità al fine di limitare il consumo di elettricità al minimo indispensabile per il buon funzionamento del sistema. A ciò si aggiunge il fatto che può essere ridotta la velocità del ventilatore utilizzato sul lato della rigenerazione della ruota essiccante.

Il sistema DEC è progettato in modo da raggiungere, in presenza di una sufficiente rigenerazione, le condizioni di immissione richieste (8.6 g/kg) anche senza l'utilizzo di batterie fredde di deumidificazione. In presenza infatti di umidità dell'aria esterna tipiche del sito considerato pari a 15-16 g/kg, la deumidificazione richiesta per ottenere le condizioni di immissione desiderate è di circa 7 g/kg, valore facilmente raggiungibile dai rotori essiccanti esistenti sul mercato con temperature di rigenerazione non eccessivamente alte (<80°).

Le sequenze di trattamento realizzate dall'UTA sulle tre correnti d'aria sono riportate per le condizioni di funzionamento di progetto nel diagramma psicrometrico (figura 20) e in tabella 4.



- 1 - 2 pre-dehumidification coil CC1
- 2 - 3 desiccant wheel DW
- 3 - 4 wet heat exchanger HX1
- 4 - 5 wet heat exchanger HX2
- 5 - 6 postheating - coil CC2
- 6 - 7 building
- 7 - 8 wet heat exchanger HX2
- 10 - 11 condensation heating coil HC1
- 11 - 12 solar heating coil HC2
- 12 - 13 desiccant wheel DW

**Figura 25: Diagramma di Mollier per la sequenza di trattamento dell'UTA DEC in regime di funzionamento estivo**

**Tabella 4: Condizioni dell'aria per la sequenza di trattamento dell'UTA DEC in regime di funzionamento estivo**

x g/kg	T °C	h kJ/kg	Descrizione -	Nr
14.2	33.0	69.5	Aria esterna	1
14.2	33.0	69.5	CC 1	2
8.6	50.0	72.6	adsorbimento	3
8.6	32.0	52.2	1 HX evap	4
8.6	22.0	44.0	2 HX evap	5
8.6	22.0	44.0	Post riscaldamento	6
10.5	26	52.9	Ritorno dall'edificio	7
13	19.0	52.0	Umidificazione	8
15.7	21.7	61.7	1 HX evap	9
19.9	25.8	76.6	2 HX evap	10
14.2	33.0	69.5	Aria esterna	10
14.2	42.0	78.8	HC1	11
14.2	75.0	112.8	HC2	12
23.1	42.8	108	Desorbimento	13

Di seguito si riassumono le principali grandezze relative al funzionamento nelle condizioni di progetto del sistema proposto.

**Tabella 5: Principali grandezze caratteristiche dell'UTA DEC relative alle condizioni di progetto**

Area collettori	30	[m <sup>2</sup> ]
Area specifica	12.5	[m <sup>2</sup> /1000 kg/h]
Potenza frigorifera UTA	17.0	[kW]
Potenza frigo all'edificio	5.9	[kW]
Potenza rigenerazione PdC	3.9	[kW]
Potenza rigenerazione solare	14.2	[kW]
COP th	1.20	[-]
Potenza elettrica UTA	2.5	[kW]
COP el	6.8	[-]

**Tabella 6: Specifiche di progetto dei componenti dell'UTA**

Potenza elettrica ventilatore mandata	1.3	[kW]
Prevalenza richiesta ventilatore mandata	1090	[Pa]
Potenza elettrica ventilatore ritorno	0.37	[kW]

Prevalenza richiesta ventilatore ritorno	310	[Pa]
Potenza elettrica ventilatore rigenerazione	0.51	[kW]
Prevalenza richiesta ventilatore rigenerazione	640	[Pa]
Potenza componenti ausiliari	0.25	[kW]

### 1.3.3 Sistema di regolazione e controllo

Essendo l'UTA in configurazione "aria primaria", il sistema di regolazione provvederà a garantire le condizioni dell'aria richieste in immissione. In particolare sarà possibile regolare la capacità di deumidificazione del sistema ovvero il titolo dell'aria in immissione in funzione del carico latente presente in ambiente.

A partire dalle condizioni di aria esterna, la portata d'aria di ventilazione sarà deumidificata utilizzando il processo di adsorbimento nella ruota essiccante o, per i momenti di bassa radiazione solare e/o titolo dell'aria esterna troppo elevato, mediante l'utilizzo di una batteria ausiliaria di pre-deumidificazione alimentata ad acqua refrigerata.

Grazie all'utilizzo efficiente del processo di raffreddamento evaporativo, la temperatura di immissione dell'UTA in condizioni nominali di funzionamento, è dell'ordine di 21-22°C, garantendo così oltre alla deumidificazione necessaria un possibile contributo al raffreddamento sensibile dell'ambiente. Per ottenere una temperatura neutra (26°C), sarà possibile comunque regolare il raffreddamento evaporativo indiretto controllando la pompa di ricircolo dell'acqua negli scambiatori evaporativi HX evap 1 e HX evap 2.

La batteria di scambio termico posta a valle del trattamento sarà utilizzata solo nel caso invernale, collegata al circuito solare/pompa di calore.

La portata d'aria immessa in ambiente sarà funzione dell'affollamento interno.

La logica di regolazione e controllo dell'impianto prevede sei modi di funzionamento per le diverse condizioni di carico sulla base dei quali vengono attivati o disattivati i componenti che compongono il sistema. Le variabili sulla base delle quali viene effettuata la commutazione da una modalità di funzionamento ad un'altra sono l'umidità relativa dell'aria di ritorno dall'edificio e in secondo ordine la temperatura dell'aria in immissione.

In funzionamento estivo, il sistema parte in modalità ventilazione *MODE=0 (ventilazione)*, nella quale non è realizzato alcun trattamento attivo o passivo dell'aria; se le condizioni di temperatura e umidità desiderate non sono raggiunte il sistema commuta in *MODE=1 (raffreddamento evaporativo indiretto)*. Se le prestazioni del sistema in termini di temperatura e umidità raggiunte non sono ancora sufficienti, allora il sistema commuta nella modalità successiva *MODE=2 (desiccant cooling)* nel quale viene realizzato il ciclo di trattamento dell'aria desiccant cooling. Se, a causa dell'aumento del carico interno o dell'aggravarsi delle condizioni dell'aria esterna, il sistema non è più in grado di garantire le condizioni di progetto all'interno del locale, allora esso commuta in *MODE=3 (raffreddamento con batteria ausiliaria)* dove, al ciclo di trattamento desiccant cooling si aggiunge la batteria di raffreddamento ausiliaria.

In funzionamento invernale, il sistema dal MODE=0 commuta verso MODE=-1 attuando un recupero termico dal flusso d'aria di estrazione; se le condizioni lo richiedono, ovvero se la potenza termica richiesta all'UTA è maggiore, il sistema commuta in MODE=-2 in cui viene attivata la batteria di riscaldamento.

La regolazione della potenza frigorifera/termica di ognuna delle batterie è poi attuata per mezzo di un regolatore PID agendo sulla portata di acqua all'interno di esse al fine di mantenere la temperatura o l'umidità assoluta più vicino possibile al valore di set-point.

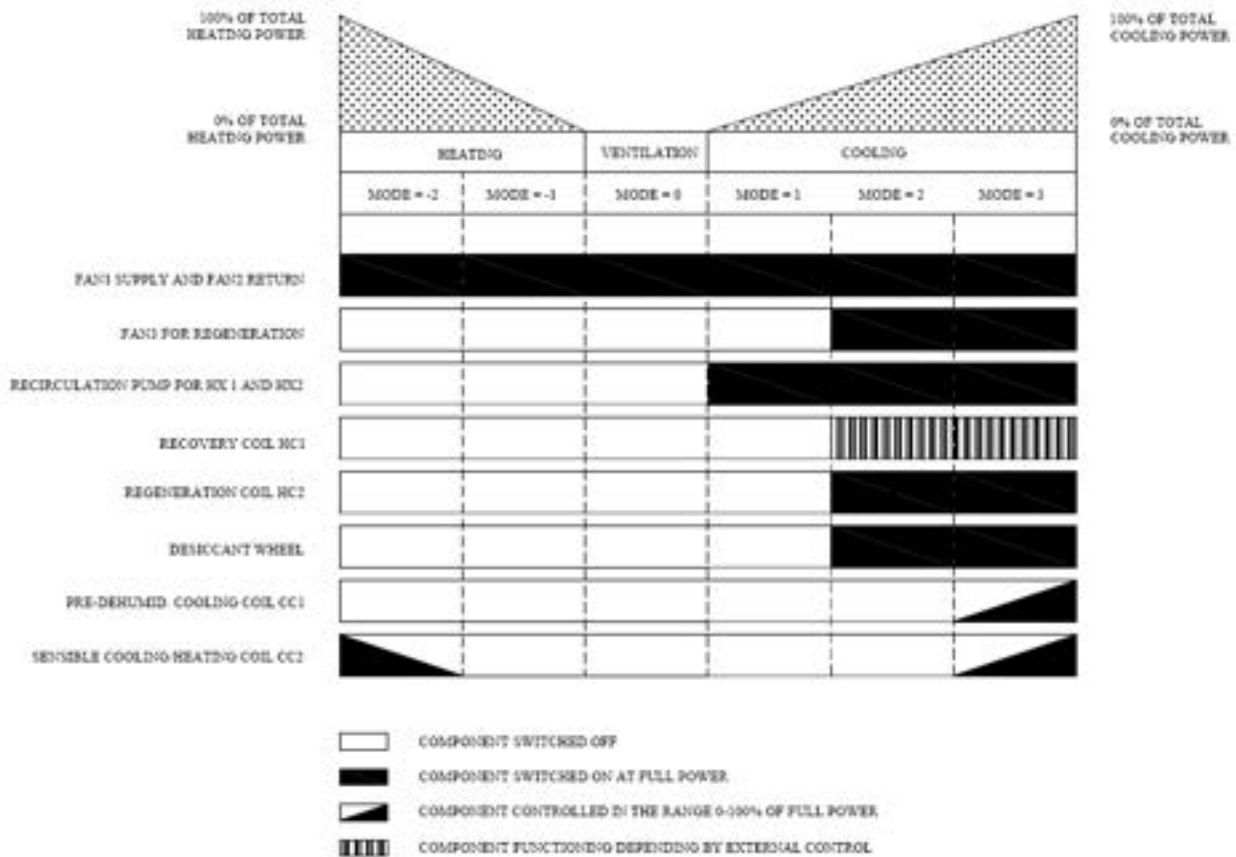


Figura 26: Modalità di funzionamento estive ed invernali dell'UTA DEC

### 1.3.4 Simulazioni orarie con TRNSYS e prestazioni energetiche

Al fine di verificare le prestazioni energetiche del sistema DEC è stato creato un modello di simulazione in ambiente TRNSYS dell'intero sistema composto da UTA DEC, impianto solare con accumulo, edificio. E' da precisare che la modellazione dell'edificio è stata effettuata solo ai fini del bilancio di vapore e della stima del carico sensibile abbattuto dai fancoil.

La caratteristica principale di questo software è la struttura modulare che conferisce una elevata flessibilità alla modellizzazione dei sistemi. Nel programma non sono previste configurazioni impiantistiche predefinite ma al contrario l'utente è libero di creare i propri sistemi a partire da una libreria di componenti dati. La scelta di questo ambiente di

programmazione per lo studio dei sistemi in esame è stata legata a diversi aspetti tra i quali l'esigenza di dover svolgere analisi energetiche a livello di sistema tramite la creazione di modelli per diverse configurazioni impiantistiche, la possibilità di introdurre un modello disponibile per la simulazione della ruota essiccante e l'impiego di diversi componenti solari nella simulazione del sistema.

Il progetto di simulazione è stato utilizzato per il dimensionamento dell'UTA e la verifica degli altri elementi impiantistici coinvolti tra i quali l'impianto solare e la pompa di calore.

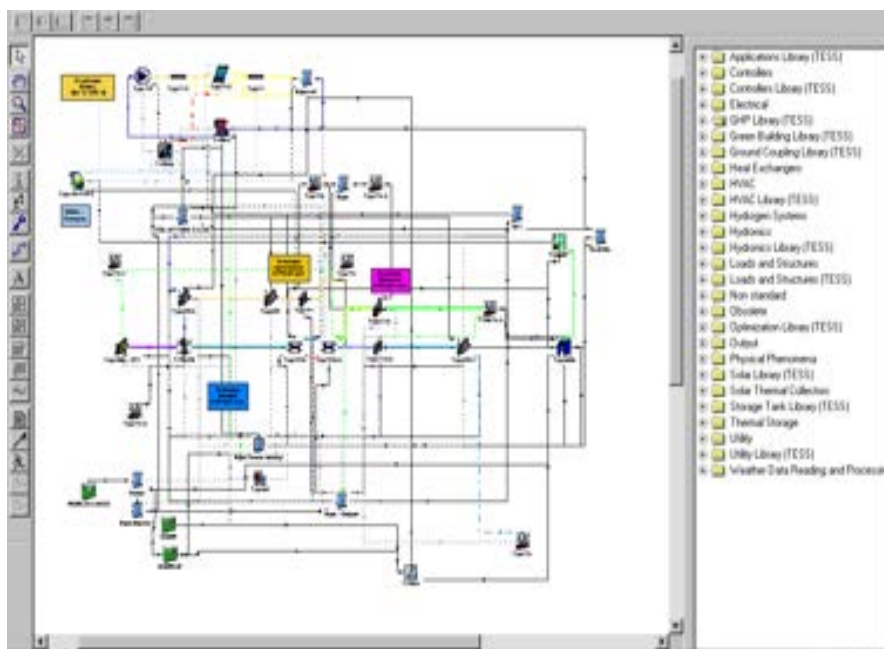
Per la simulazione delle condizioni ambientali del sito è stato utilizzato il file Meteonorm della libreria di TRNSYS relativo a Roma Ciampino.

La simulazione è stata eseguita per il periodo estivo da Giugno a Settembre, mentre per quello invernale dal 1 Novembre al 15 Aprile secondo quanto riportato dalla normativa in materia. Il time step della simulazione è 0,5 h.

Per ciò che concerne l'impianto solare, è stato scelto un campo solare costituito da 15 collettori a tubi evacuati modello Kloben SKY 21 CPC 58 accoppiati ad un sistema di accumulo del calore di 1500 litri.

E' stato assunto un coefficiente di perdita dell'accumulo pari a  $1,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$  e una distanza di 60 m tra il campo solare e il serbatoio di accumulo con un coefficiente di perdita dei tubi di collegamento pari a  $0,77 \text{ W/m}^2\text{°C}$ . Nel modello del sistema, è stato assunto inoltre che l'impianto solare sia completamente a servizio dell'UTA DEC ovvero che non ci siano prelievi di calore da parte di altre utenze.

Per quanto riguarda la rigenerazione della ruota DEC, è stato assunto un rapporto tra le portate d'aria di processo e rigenerazione di 2:3.



**Figura 27: progetto di TRNSYS del sistema costituito da UTA DEC, impianto solare con accumulo, edificio, regolazione**



Infine grazie al modello di simulazione, è stato possibile verificare la logica di regolazione dell'intero sistema. Di seguito si riportano alcuni grafici più significativi sul funzionamento dell'UTA DEC. I risultati di simulazione presentati sono relativi all'ultima settimana di Luglio.

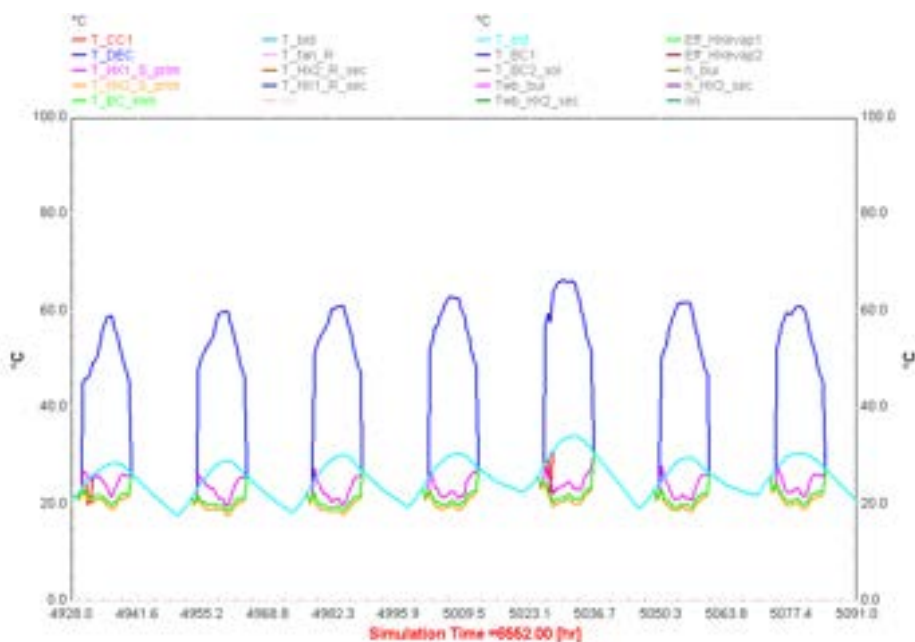


Figura 28: Temperature all'uscita dei componenti presenti nell'UTA DEC sul lato dell'aria di processo

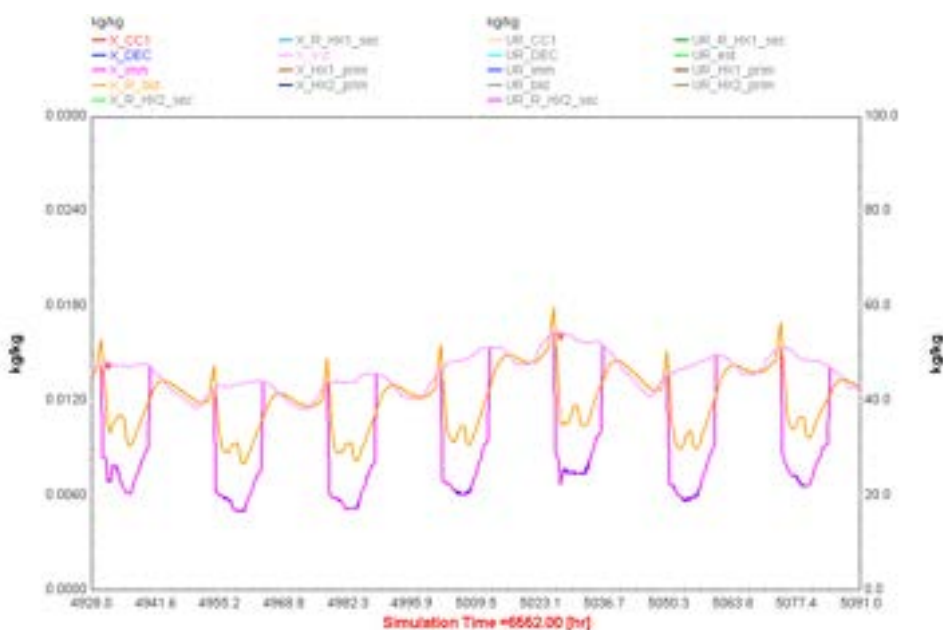
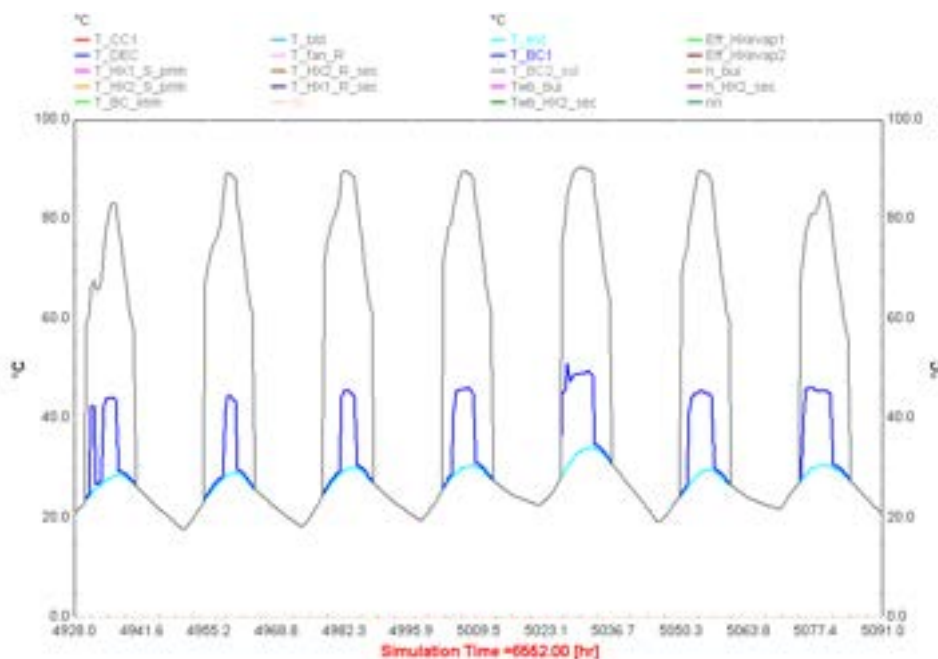


Figura 29: Umidità assolute in kg/kg all'uscita dei componenti presenti nell'UTA DEC sul lato dell'aria di processo

Come è possibile vedere dalla Figura 28, l'UTA ha una temperatura di immissione abbastanza costante e di circa 21-22°C a prescindere dalla temperatura dell'aria esterna, assicurando così un contributo al raffreddamento del locale da climatizzare.

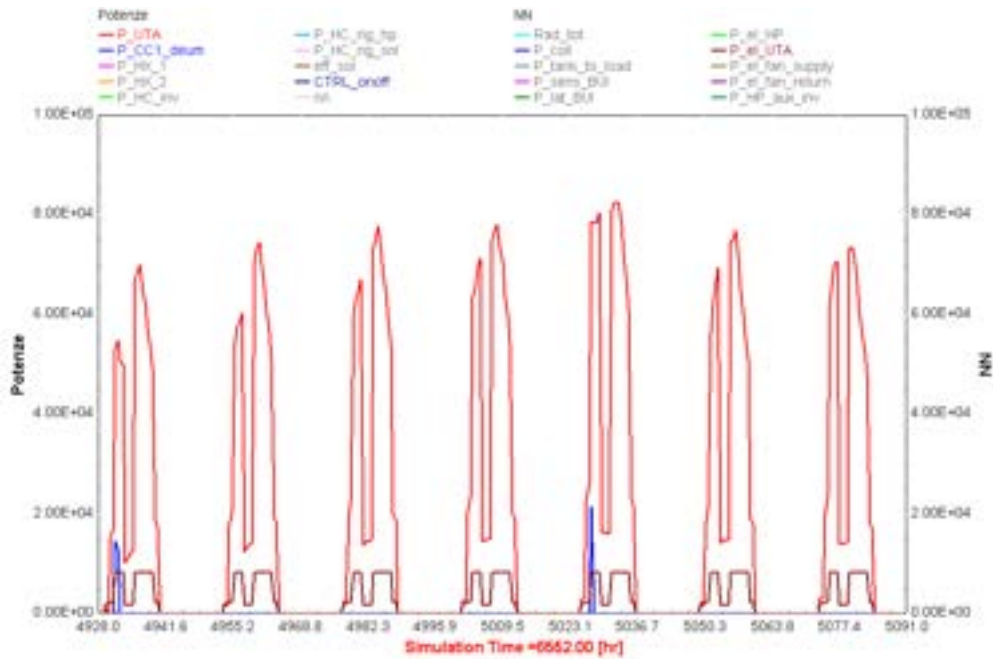
Le umidità assolute sono riportate in Figura 29 ove viene mostrato come il sistema sia in grado di mantenere l'ambiente in condizioni di umidità mediamente attorno ai 10 g/kg (in giallo in figura) praticamente solo grazie alla deumidificazione attuata nella ruota essiccante. Va tuttavia sottolineato che la temperatura di rigenerazione minima richiesta per ottenere una deumidificazione sufficiente a coprire l'intero carico latente è di circa 75°C.

In Figura 30 è possibile notare il riscaldamento dell'aria di rigenerazione nella batteria di recupero termico BC1 (in blu) e in quella solare BC2 (in grigio). Si noti che, quando c'è la disponibilità di calore alla batteria BC1 ovvero quando la pompa di calore è in funzione, l'aria di rigenerazione prelevata dall'esterno viene preriscaldata fino ad una temperatura di circa 43 - 45°C. Nel passaggio attraverso la batteria di scambio BC2 l'aria è portata alla temperatura di 80-90°C in funzione della disponibilità di calore solare ed infine inviata alla ruota essiccante per la rigenerazione.



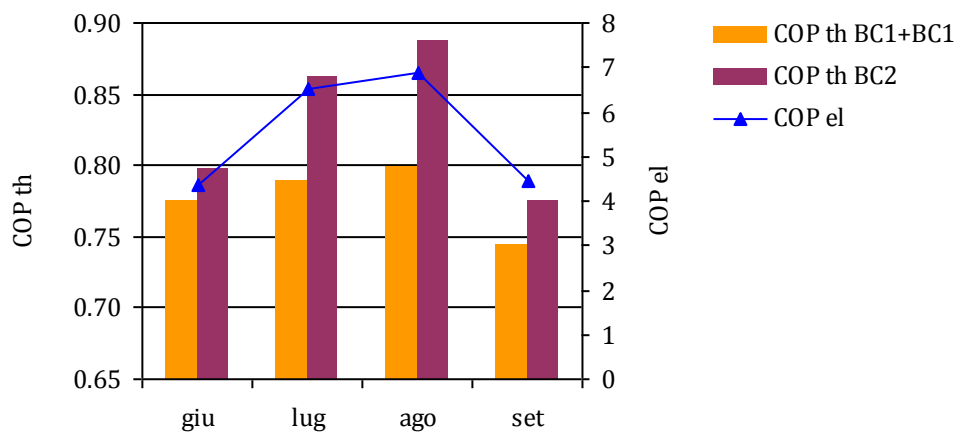
**Figura 30: Temperature all'uscita dei componenti presenti nell'UTA DEC sul lato dell'aria di rigenerazione**

La Figura 31 mostra come il contributo della batteria di pre-deumidificazione sia piuttosto limitato e relativo solo alle prime ore della giornata in cui la temperatura di rigenerazione disponibile è ancora bassa.



**Figura 31: Potenza frigorifera dell'UTA (in rosso), della batteria di pre-deumidificazione CC1 (in blu) e potenza elettrica assorbita dall'UTA (in marrone) in kJ/h**

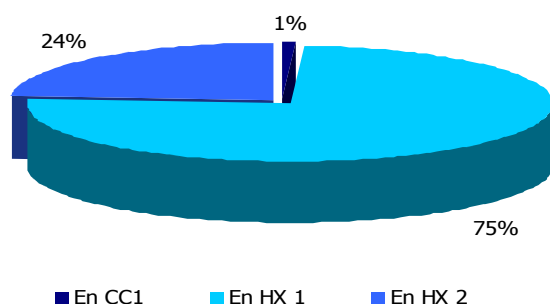
In Figura 32 sono riportati i COP termici ed elettrici del sistema DEC nei quattro mesi estivi considerati. Si noti come le prestazioni migliori sia in termini termici che elettrici si abbiano proprio in corrispondenza dei mesi più caldi. In termini assoluti i valori di picco medi mensili del COP elettrico sono compresi tra 6 e 7, dimostrando una ottima efficienza energetica del sistema.



**Figura 32: Coefficiente di prestazione elettrica e termica**

La Figura 33 mostra la distribuzione della produzione di energia frigorifera nella batteria di raffreddamento CC1 e nei due scambiatori di calore evaporativi HX1 e HX 2. Si ricorda che la trasformazione attuata nella ruota essiccante può essere considerata ad entalpia costante, per

cui l'energia frigorifera associata all'aria di processo durante il processo di deumidificazione è pari a zero.



**Figura 33: Contributo alla produzione di energia frigorifera**

In Tabella 7 sono riportati in termini di valori medi i principali risultati ottenuti dalle simulazioni svolte per tutto il periodo di funzionamento nella stagione estiva. Si nota come il ciclo DEC sia in grado di coprire praticamente l'intero fabbisogno di energia frigorifera essendo infatti pari solo all'1% il contributo della batteria CC1 di pre-deumidificazione.

**Tabella 7: Risultati della simulazione relativi a tutto il periodo estivo considerato**

Ore di funzionamento	1342	[h]
Totale energia frigorifera	11225	[kWh <sub>f</sub> ]
Consumo di energia elettrica	1977	[kWh <sub>el</sub> ]
Totale energia solare impiegata	13247	[kWh]
COP th (BC1+BC2)	0,78	[kWh <sub>f</sub> /kWh <sub>c</sub> ]
COP th (BC2)	0,84	[kWh <sub>f</sub> /kWh <sub>c</sub> ]
COP el	5,62	[kWh <sub>f</sub> /kWh <sub>el</sub> ]
PER	2,25	[kWh <sub>f</sub> /kWh <sub>EP</sub> ]
Consumo di energia primaria	5013	[kWh <sub>EP</sub> ]
Consumo di energia primaria specifico	0,45	[kWh <sub>EP</sub> /kWh <sub>f</sub> ]
Perdite di calore nel serbatoio e nei tubi	25	[%]
En frigo DEC / En frigo tot	99	[%]
Contributo della BC1 sul totale del calore di rigenerazione	7	[%]

Al fine di stimare il risparmio di energia primaria (si veda definizione al paragrafo **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**) si è inoltre proceduto al calcolo dell'energia primaria consumata da un sistema convenzionale equivalente. Nel calcolo si sono assunte le seguenti ipotesi semplificative:

- che il sistema convenzionale copra lo stesso fabbisogno di energia frigorifera
- che la produzione del freddo sia effettuata per mezzo di un refrigeratore d'acqua con COP medio stagionale pari a 3
- che il fattore di conversione da calore a elettricità sia pari a 0,4
- che sia trascurato il consumo di energia primaria dovuto al post-riscaldamento nel sistema convenzionale
- che il consumo elettrico del sistema convenzionale sia pari alla metà di quello del sistema DEC a causa delle minori cadute di pressioni

A seguito di dette ipotesi, sono state calcolate le grandezze riportate in Tabella 8. Si noti come il sistema DEC permetta di risparmiare **circa il 60%** dell'energia primaria rispetto ad un sistema di trattamento dell'aria di tipo convenzionale.

**Tabella 8: Grandezze relative al sistema convenzionale considerato**

Totale energia frigorifera	11225	[kWh <sub>f</sub> ]
Consumo di energia elettrica	4743	[kWh <sub>el</sub> ]
PER	0,95	[kWh <sub>f</sub> /kWh <sub>EP</sub> ]
Consumo di energia primaria	11858	[kWh <sub>EP</sub> ]
Consumo di energia primaria specifico	1,05	[kWh <sub>f</sub> /kWh <sub>EP</sub> ]
Risparmio energia primaria del sistema DEC	58	[%]

In funzionamento invernale, si è assunto che il carico sensibile dell'edificio sia sempre coperto dagli stessi fan-coil, e che l'UTA provveda soltanto al ricambio d'aria nel locale con una temperatura dell'aria immessa pari ad almeno 20°C. Il recupero termico sensibile del calore dell'aria di ritorno dall'edificio avverrà negli scambiatori di calore HX1 e HX 2 in funzionamento a secco ovvero in assenza di ricircolo dell'acqua negli ugelli spruzzatori. La batteria calda di immissione a valle degli scambiatori viene alimentata dal calore proveniente dall'impianto solare. L'accumulo caldo ha un'integrazione ausiliaria fornita dalla pompa di calore che provvede alla copertura del fabbisogno termico richiesto dai fancoil. Le simulazioni eseguite in funzionamento invernale hanno permesso di ottenere i seguenti risultati:

- i collettori solari forniscono l'83% del calore utile in uscita dall'accumulo caldo;
- l'efficienza dei collettori è del 32%;
- dato che la superficie utile dei collettori è dimensionata non solo in funzione del fabbisogno termico dell'edificio considerato, l'utilizzo finale dell'energia solare captata è solo del 9%;
- il risparmio di Energia Primaria che può essere conseguito con questo impianto rispetto ad un impianto convenzionale in funzionamento invernale è determinato dal risparmio di calore associato alla presenza dei collettori solari ed è stato calcolato imputando tutto la produzione termica alla pompa di calore elettrica ed è pari al 23% ;

La seguente tabella riporta gli indicatori energetici principali ottenuti dalle simulazioni svolte:

**Tabella 9: Risultati della simulazione relativi a tutto il periodo invernale considerato**

Ore di funzionamento	1826	[h]
Totale energia termica fornita dall'UTA	7509	[kWh]
COP el	2.77	[kWh <sub>f</sub> /kWh <sub>el</sub> ]
PER (Primary Energy Ratio)	1,11	[kWh <sub>f</sub> /kWh <sub>EP</sub> ]
Consumo di energia primaria specifico	0,90	[kWh <sub>EP</sub> /kWh <sub>f</sub> ]
Perdite di calore nel serbatoio e nei tubi	59	[%]
En termica recuperata / En termica fornita dall' UTA	71	[%]
Risparmio di energia primaria	23	[%]

## 2 Test di sistemi di solar cooling con refrigeratore ad acqua-ammoniaca

### 2.1 Installazione e descrizione generale dell'impianto

Nell'ambito del presente progetto di ricerca è stato installato un test rig per impianti di solar cooling funzionanti con macchine ad ad/assorbimento accoppiate a collettori solari a tubi evacuati. L'impianto installato è costituito dai seguenti componenti principali:

- Macchina ad assorbimento da 12 kW frigoriferi
- 41 m<sup>2</sup> di collettori solari a tubi evacuati (superficie di apertura)
- Serbatoio di accumulo da 2000 lt
- Torre evaporativa a circuito aperto da 45 kW a 32°C/26°C
- Caldaia a gas da 32 KW
- Simulatore di carico frigorifero

Di seguito si riporta uno schema impiantistico completo di tutti i componenti presenti.

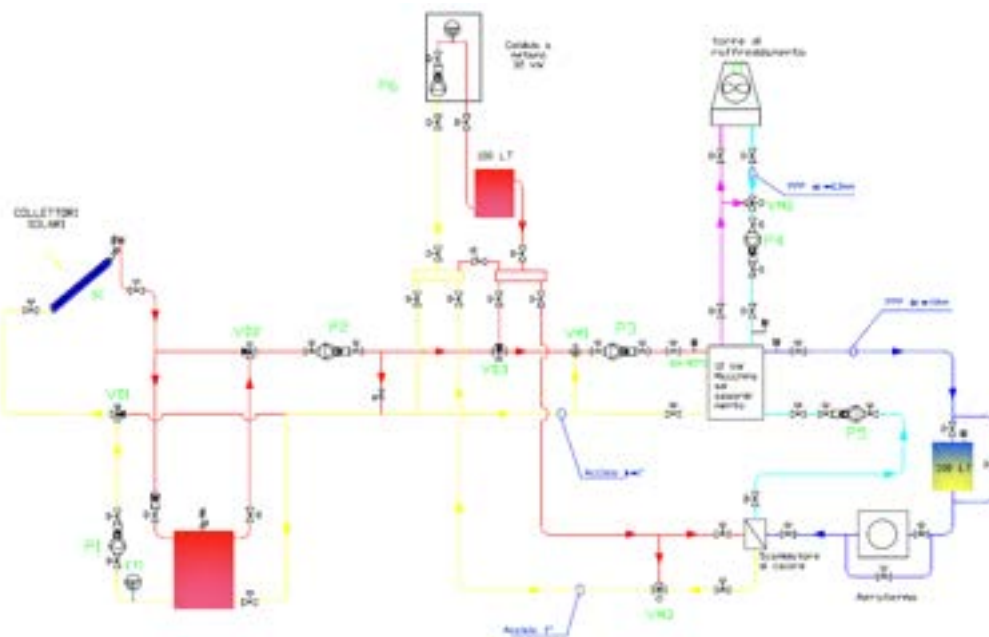


Figura 34: Schema di impianto del test rig per sistemi di solar cooling con macchine ad ad/assorbimento



**Figura 35: Foto dell'impianto realizzato e del campo di collettori solari a tubi evacuati**

## **2.2 Modalità di funzionamento del test rig**

Il sistema è stato progettato in modo da permettere il raggiungimento dei seguenti obiettivi:

- riprodurre le condizioni di funzionamento nominali proprie della macchina frigorifera
- testare condizioni di funzionamento diverse da quelle nominali
- permettere una ottimizzazione delle prestazioni energetiche dell'intero sistema impianto solare – assorbitore - carico

A tal fine il sistema presenta una configurazione impiantistica versatile ed è provvisto di circolatori e ventilatori a portata variabile.

### **Circuito caldo**

Il sistema è configurato in modo tale da permettere tre diverse modalità di funzionamento:

#### **Modalità 1 - Accoppiamento diretto dell'impianto solare con il generatore della macchina frigorifera**

In questa modalità di funzionamento il serbatoio di accumulo è bypassato, consentendo il test del sistema assorbitore – collettori solari in accoppiamento diretto. Ciò è permesso dalla presenza dei rami di by-pass e delle valvole deviatrici VD1 e VD2 mostrati in figura.

Il calore necessario al generatore della macchina frigorifera è esclusivamente fornito dall'impianto solare tramite la pompa P2. La pompa P1 è mantenuta spenta. Non è previsto un funzionamento in parallelo dell'impianto solare e della caldaia ausiliaria. La valvola deviatrica VD3 è chiusa sul lato del ramo di collegamento alla caldaia in modo da evitare la circolazione dell'acqua nei collettori di distribuzione del calore collegati alla caldaia.

La caldaia, se è richiesto calore dal lato del simulatore di carico, è resa comunque disponibile. La presenza di un ramo di by-pass con valvola di taratura tra il ramo di mandata e quello di ritorno dell'impianto solare permette il disaccoppiamento idraulico delle pompe P2 e P3 ed un corretto funzionamento della valvola miscelatrice VM1.



## **Modalità 2 - Accoppiamento dell'impianto solare con il generatore della macchina frigorifera con passaggio attraverso il serbatoio di accumulo**

In questa modalità di funzionamento il calore fornito dai collettori solari è inviato prima al serbatoio di accumulo. Da qui, se la temperatura dell'acqua in uscita dall'accumulo è sufficiente per l'alimentazione della macchina, viene prelevata la potenza termica necessaria al funzionamento della macchina frigorifera tramite la pompa P2. Il ramo caldo collegato alla caldaia ed utilizzato per l'integrazione termica viene mantenuto chiuso per mezzo della valvola a tre vie VD3.

Anche in questo caso, se è richiesto calore dal lato del simulatore di carico, la caldaia è comunque disponibile.

Grazie a questa modalità di funzionamento si possono svolgere test sulle prestazioni del sistema in presenza di sfasamenti tra la disponibilità di radiazione solare (tramite l'uso dell'accumulo termico) e la richiesta di freddo all'evaporatore (tramite il simulatore di carico).

## **Modalità 3 - Alimentazione del generatore della macchina frigorifera tramite la caldaia a gas**

Se invece la temperatura in uscita dall'accumulo non è sufficiente per l'alimentazione della macchina, allora viene aperta la valvola VD3 in modo che l'acqua riscaldata dalla caldaia possa fluire verso il generatore della macchina frigorifera. Contemporaneamente, se vi è disponibilità di radiazione solare per mezzo della pompa P1 può essere caricato l'accumulo termico con il calore dei collettori solari.

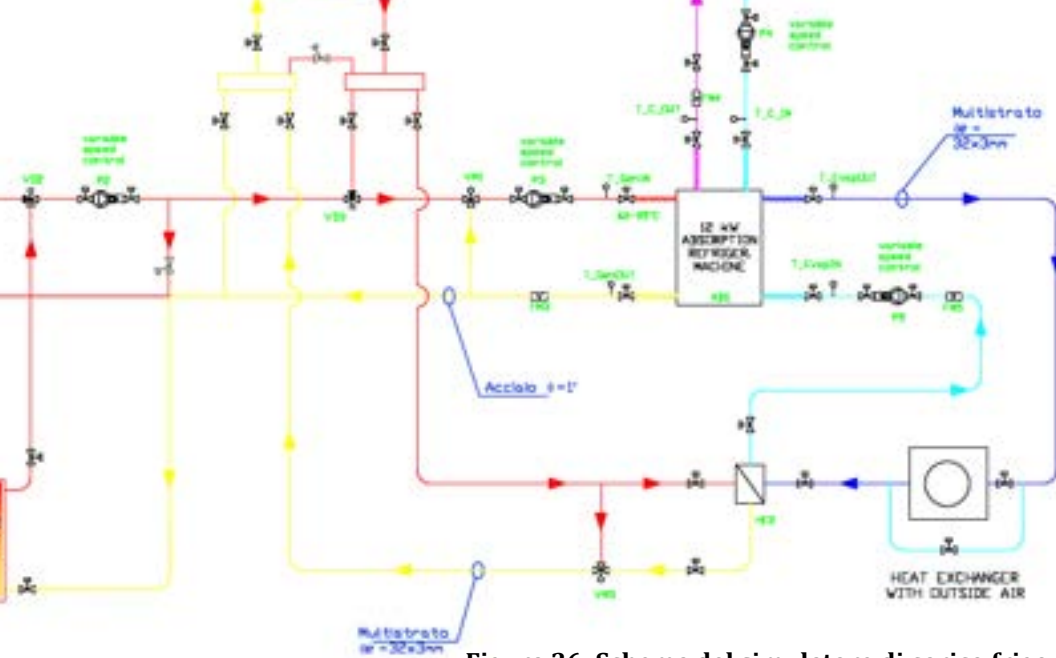
La presenza di un ramo di by-pass con valvola di taratura tra collettori di distribuzione di mandata e ritorno della caldaia permette il disaccoppiamento idraulico delle pompe P6 e P3 ed un corretto funzionamento della valvola miscelatrice VM1.

### **Circuito freddo**

Il carico termico da accoppiare all'evaporatore della macchina frigorifera verrà simulato grazie ad un apposito simulatore di carico composto dallo scambiatore di calore aria - acqua posto all'esterno e da uno scambiatore acqua - acqua collegato alla caldaia a gas.

La presenza dello scambiatore aria - acqua permette di effettuare il test della macchina frigorifera con un carichi termici legati all'andamento della temperatura esterna (ad esempio per la simulazione del funzionamento della macchina in accoppiamento ad una o più batterie di raffreddamento di UTA ad aria primaria). La potenza termica scambiata può essere variata agendo sulla velocità di rotazione del ventilatore. L'esclusione totale dello scambiatore è garantita invece dalla presenza di un by-pass manuale.

In alternativa o in successione allo scambio termico con l'aria esterna, la temperatura dell'acqua di ritorno all'evaporatore della macchina può essere regolata, per mezzo di un apposito circuito dotato di valvola miscelatrice a tre vie (VM3).



a temperatura di ritorno termico da accoppiare alla termico di un qualsivoglia

**Figura 36: Schema del simulatore di carico frigorifero**

Le caratteristiche sinora descritte del test rig consentono la sua utilizzazione per valutare le prestazioni del sistema per differenti applicazioni e modalità d'uso dell'impianto (residenziale, ufficio, ecc..).

### **Circuito della torre evaporativa**

Nel circuito della torre evaporativa è presente una valvola miscelatrice utilizzata per la regolazione della temperatura di ritorno alla macchina frigorifera. Inoltre può essere regolata la velocità di regolazione della pompa P4 e del ventilatore della torre evaporativa per mezzo di sistemi ad inverter. Ciò permette di eseguire test sulle prestazioni del sistema al variare della portata e della temperatura di ritorno.

#### **2.2.1 Macchina ad assorbimento**

La macchina frigorifera scelta è il chiller ad assorbimento Pink chilli®PSC12 della azienda SolarNext. Si tratta di una macchina a singolo effetto che lavora con una miscela acqua - ammoniaca, dalla potenza frigorifera di 12 KW e capace di raggiungere temperature dell'acqua fredda in uscita di 6 °C.

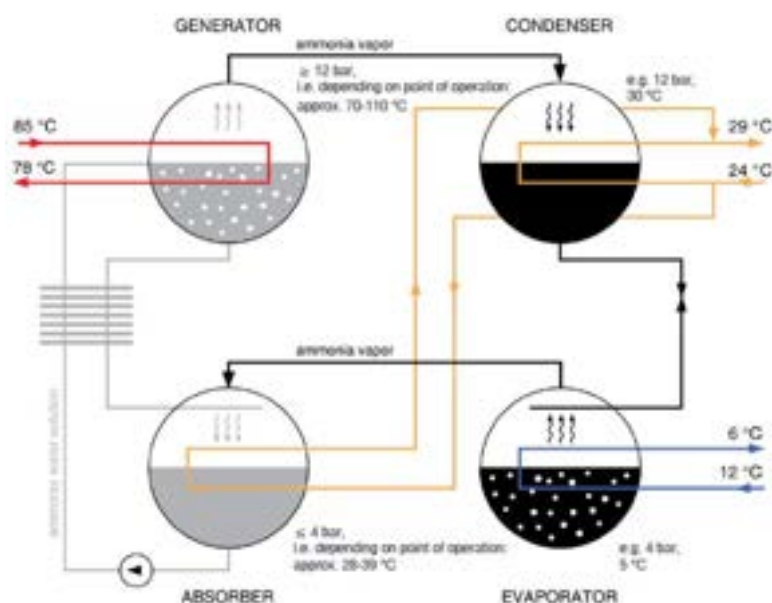
Il chiller ad assorbimento è costituito da quattro componenti principali: Il generatore, il condensatore, l'evaporatore e l'assorbitore. Il fluido frigorifero è costituito da una miscela di acqua e ammoniaca.



**Figura 37: Chiller ad assorbimento Pink chilli@PSC12**

Alla soluzione ricca di ammoniaca contenuta all'interno del generatore viene somministrato calore ad alta temperatura (65-100 ° C) che consente la liberazione di vapori di ammoniaca, mentre la soluzione così desorbita viene inviata all'assorbitore.

Il vapore così generato viene inviato al condensatore, nel quale condensa cedendo calore ad una sorgente esterna rappresentata dall'acqua di raffreddamento a bassa temperatura ( 24-36 °C).



**Figura 38: Schema di funzionamento del ciclo ad assorbimento**

Il refrigerante liquido viene quindi portato a pressione inferiore e poi inviato all'evaporatore, nel quale evapora sottraendo calore ad una sorgente esterna. Questo calore sottratto rappresenta l'effetto frigorifero della macchina. Perché il ciclo sia continuo, è necessario riportare il refrigerante alle condizioni iniziali, e ricongiungerlo quindi alla soluzione

("assorbente") che è stata impoverita di refrigerante nel generatore. Tale compito è affidato all'assorbitore, un componente nel quale confluiscono il vapore di refrigerante (a temperatura relativamente bassa) e la soluzione proveniente dal generatore, preventivamente portata a pressione inferiore. Generatore e condensatore si trovano entrambi ad una pressione che dipende dalla temperatura di condensazione, a sua volta dipendente dalla temperatura del mezzo esterno. La pressione vigente nell'assorbitore e nell'evaporatore è la stessa (a meno delle perdite) e dipende anch'essa dalla temperatura del mezzo esterno. Anche dall'assorbitore è necessario sottrarre calore, per permettere la condensazione del refrigerante e la diluizione della soluzione. La soluzione così arricchita viene portata alla pressione più alta, in genere mediante l'azione di una pompa, e viene immessa nuovamente nel generatore, ove ricomincia il suo ciclo.

La tabella seguente mostra le specifiche della macchina installata:

Produktdaten			
Type classification		chiller PSC10	
Generation		3.3	
Technology		single-effect ammonia-water absorption chiller	
Working fluid / Refrigerant		Water / Ammonia	
Cooling capacity	kW	10,0	
Dimensions			
Width / Depth / Height	m	0,8 / 0,6 / 2,2	
Total volume	m <sup>3</sup>	1,1	
Total weight	kg	ca. 440	
Filling quantities			
Working fluid (Water)	kg	9,1	
Refrigerant (Ammonia)	kg	16,0	
Cooling water cycle		Cooling ceiling	Fan-Coil
Cooling capacity	kW	10,0	10,0
Temperature in	°C	19,0	12,0
Temperature out	°C	16,0	6,0
Mass flow rate	kg/h	2874	1437
Pressure drop	mbar / kPa	ca. 350 / ca. 35	ca. 100 / ca. 10
Hot water cycle		Cooling ceiling	Fan-Coil
Heating capacity	kW	18,2	18,2
Temperature in	°C	75,0	85,0
Temperature out	°C	68,0	78,0
Mass flow rate	kg/h	2239	2259
Pressure drop	mbar / kPa	ca. 350 / ca. 35	ca. 350 / ca. 35
Recooling cycle (wet cooling tower)		Cooling ceiling	Fan-Coil
Heating capacity	kW	26,2	
Temperature in	°C	24,0	
Temperature out	°C	29,0	
Mass flow rate	kg/h	4859	
Pressure drop	mbar / kPa	ca. 350 / ca. 35	
Hydraulic connections			
Cold water cycle	"	1" internal thread	
Hot water cycle	"	1" internal thread	
Recooling cycle	"	1" internal thread	
Electrical input			
Voltage	V	600 V / ~3 Ph 60 Hz	
Power	W	ca. 400	

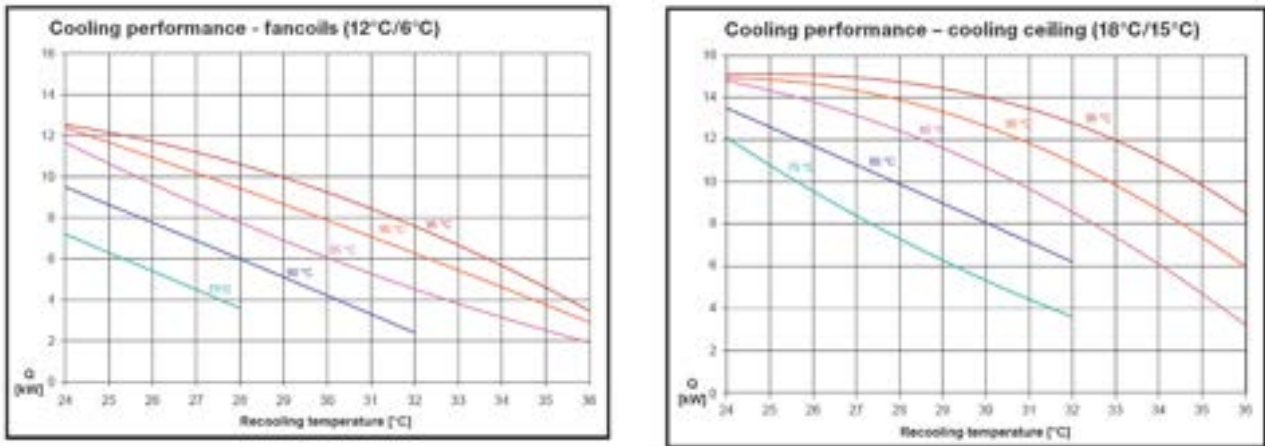


Figura 39: Prestazioni nominali della macchina frigorifera ad assorbimento Pink chilli@PSC12

### 2.2.2 Collettori solari

I collettori solari installati a servizio dell'impianto sono del tipo a tubi evacuati ed in particolare il campo solare è strutturato da sette stringhe in parallelo, di cui due costituite da due collettori in serie del tipo Thermics DTH 20 e cinque costituite da cinque collettori in serie del tipo Tsinghua SLU 1500.

Le caratteristiche delle due tipologie di collettori solari adottati sono riportate nella tabella seguente.

Tabella 10: Caratteristiche collettori solari

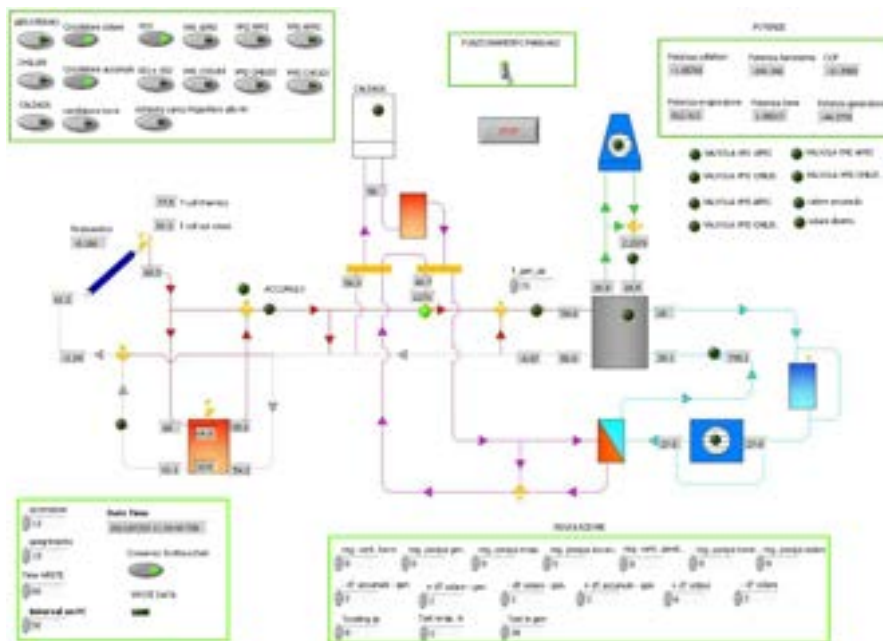
	Tsinghua SLU 1500	Thermics DTH 20
Numero in serie	5	2
Numero totale	25	4
Area apertura [m <sup>2</sup> ]	1.33	1.905
$\eta_0$	0.616	0.681
a1 [WK-1m-2]	1.293	3.07
a2 [WK-2m-2]	0.006	0.003



**Figura 40: Campo solare con area di apertura totale pari a 44.7 m<sup>2</sup> e costituito da 4 collettori solari Thermics DTH 20 e 25 collettori solari Tsinghua SLU 1500**

### 2.3 Descrizione del sistema di monitoraggio e controllo sviluppato in Labview

Per la regolazione, il controllo e l’acquisizione dei dati di monitoraggio, è stato sviluppato un apposito algoritmo in ambiente Labview di cui di seguito si riporta il pannello di controllo.



**Figura 41: Pannello di controllo Labview**

Per una maggiore versatilità nell’esecuzione delle prove, il sistema è stato programmato in modo da avere due modalità di funzionamento di base:

- funzionamento manuale;

- funzionamento automatico;

La modalità di funzionamento manuale consente di valutare le prestazioni del chiller e di verificarle con quelle nominali fornite dal costruttore. In questo caso ogni elemento dell'impianto (chiller, pompe, caldaia, valvole deviatrici, ecc...) viene attivato manualmente agendo sui rispettivi controlli. E' possibile quindi decidere se alimentare la macchina in tre diversi modi:

- direttamente con il calore dei collettori;
- con il calore dei collettori attraverso l'accumulo;
- con il calore prodotto dalla caldaia;

Nella modalità di funzionamento automatico l'impianto viene invece controllato in maniera automatica in funzione di valori di set point impostati dall'utente. La logica di regolazione in questo caso riflette le modalità di funzionamento descritte precedentemente sulla base della temperatura richiesta al generatore e del livello di temperatura disponibile ai collettori, all'accumulo e alla caldaia. Viene data precedenza al calore fornito dai collettori solari, successivamente a quello accumulato nel serbatoio ed infine, quando necessario, a quello fornito dalla caldaia. La scrittura dei dati di monitoraggio è stata effettuata con un periodo di 1 minuto. La strumentazione in campo adottata per il monitoraggio è costituita inoltre dai seguenti elementi:

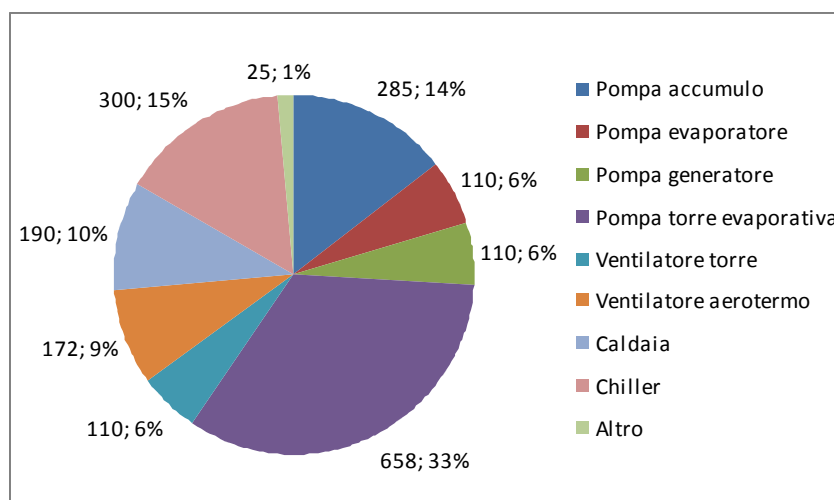
- Unità Yokogawa MX100 con funzioni di acquisizione, regolazione e controllo
- sensori di temperatura PT100 classe B posti su tutti i circuiti idraulici (solare, generatore, evaporatore, caldaia, torre evaporativa, carico, ecc..)
- Nr 5 misuratori di portata ad ultrasuoni, accuratezza  $\pm 2.5\%$  del valore misurato
- Piranometro classe A

## 2.4 Indagini sperimentali

Completata l'installazione dell'impianto e messo a punto il sistema di monitoraggio e controllo, si è iniziata la fase relativa alle indagini sperimentali.

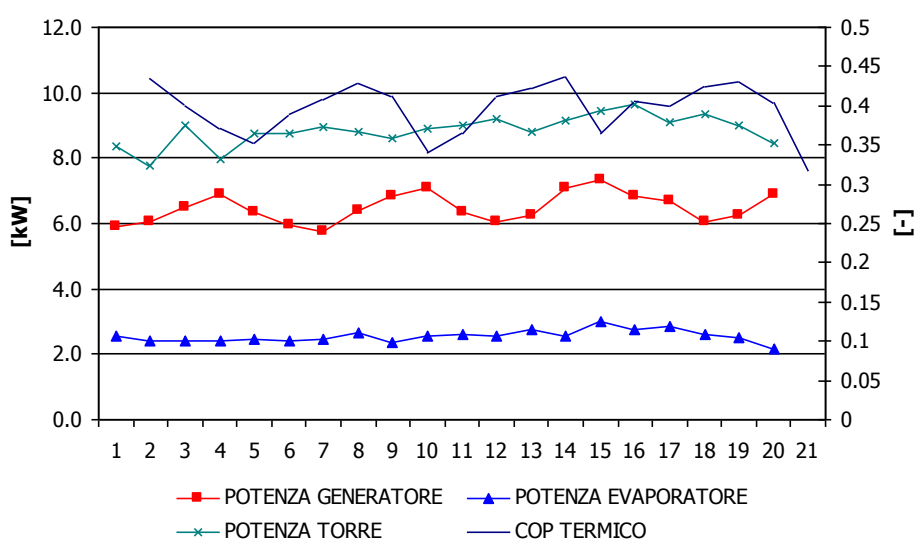
Innanzitutto, al fine di analizzare in dettaglio i consumi elettrici dell'impianto, si è proceduto alla misura dell'assorbimento elettrico di ogni singolo componente operante alla potenza massima, ottenendo la distribuzione mostrata in Figura 42.

La potenza elettrica totale massima assorbita risulta pari a 2250 W a cui corrisponde un COP elettrico del sistema di 5,35 calcolato in riferimento alla potenza frigorifera nominale della macchina di 12kW. E' da considerare comunque che tutti i componenti elettrici in campo sono a potenza regolabile, rendendo possibile così un'ottimizzazione del COP elettrico del sistema in ogni condizione di funzionamento.



**Figura 42: Distribuzione delle potenze elettriche dei componenti di impianto**

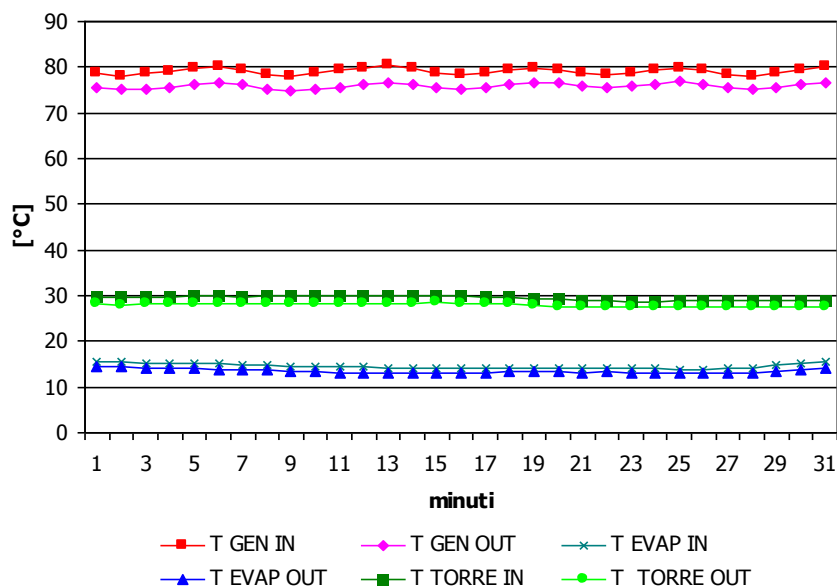
Prima di presentare alcuni dati di funzionamento relativi all'intero sistema, si riportano alcuni dati di prestazione della macchina mantenuta in regime di funzionamento stazionario. In questo caso la macchina, impostata in funzionamento manuale, è stata alimentata con il calore della caldaia, mentre sul lato carico è stato impostato un valore pressoché costante tramite il simulatore di carico. Le Figura 43 e Figura 44 mostrano alcuni dati di prestazione registrati durante questa fase.



**Figura 43: Esempio di dati di prestazione relativi alla macchina ad assorbimento**

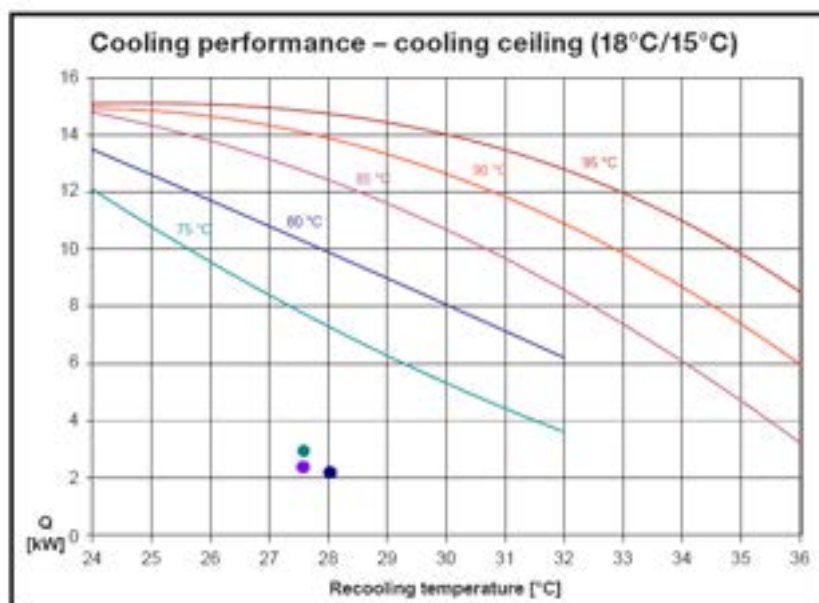
Osservando i due grafici precedenti la macchina sembra funzionare in modo non conforme alle aspettative. Se invece si passa a valutare le potenze erogate e i relativi indici di prestazione si ottengono risultati molto al di sotto di quelli attesi.





**Figura 44: Esempio di dati di temperatura al generatore, torre evaporativa e evaporatore**

Il diagramma in Figura 45 mostra un confronto fra le prestazioni misurate e quelle di targa in regime stazionario, in termini di potenza erogata con tre diverse temperature di alimentazione al generatore e con due condizioni di funzionamento della torre evaporativa.



**Figura 45: Confronto fra le prestazioni nominali della macchina e quelle relative ad alcune prove condotte a regime stazionario**

La tabella 7 mostra in dettaglio i risultati ottenuti e i relativi COP termico ed elettrico.

**Tabella 11: Dati di prestazione media della macchina relativi ad alcune prove condotte a regime stazionario**

		1° prova	2° prova	3° prova
T in generatore	[°C]	77,3	79,1	84,4
T out evaporatore	[°C]	15,0	13,5	15,6
T out torre evap.	[°C]	27,6	28,0	27,6
P_generatore	[kW]	7,7	7,5	6,9
P_evaporatore	[kW]	2,9	2,2	2,7
P_torre evap.	[kW]	10,3	9,5	9,3
COP termico	[-]	0,38	0,30	0,40
COP elettrico	[-]	1,73	1,31	1,62

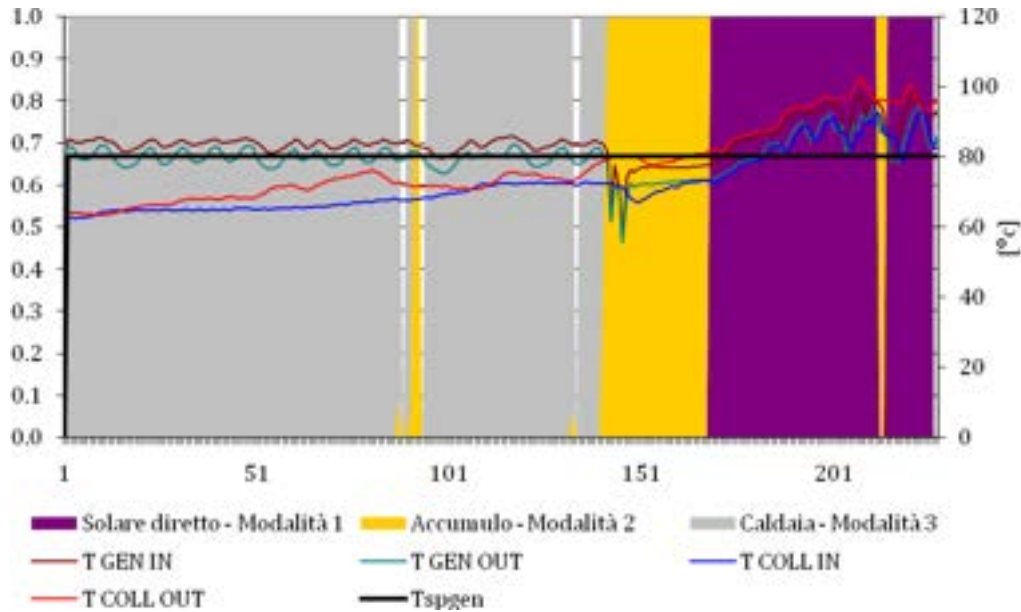
Si deve notare che il COP elettrico riportato in tabella è relativo all'intero impianto ovvero comprende l'assorbimento dovuto a tutti i componenti presenti ed operanti alla massima potenza. Come si può osservare, le prestazioni della macchina in termini di capacità frigorifera sono molto lontane da quelle dichiarate dal costruttore a causa probabilmente di alcune anomalie riscontrate nel circuito dell'ammoniaca che ne riducono la potenza utile e ne limitano il funzionamento per l'eccessivo aumento della pressione nel circuito stesso provocando, con frequenza, il blocco della pompa della soluzione.

Per questo motivo l'indagine sperimentale ha avuto come scopo principale non quello di ricostruire le curve caratteristiche della macchina, ma di ottimizzare la calibratura del sistema e la logica di regolazione.

Passando all'analisi dell'intero sistema, sono state eseguite delle prove in regime di funzionamento automatico dalle quali sono emersi i seguenti aspetti salienti:

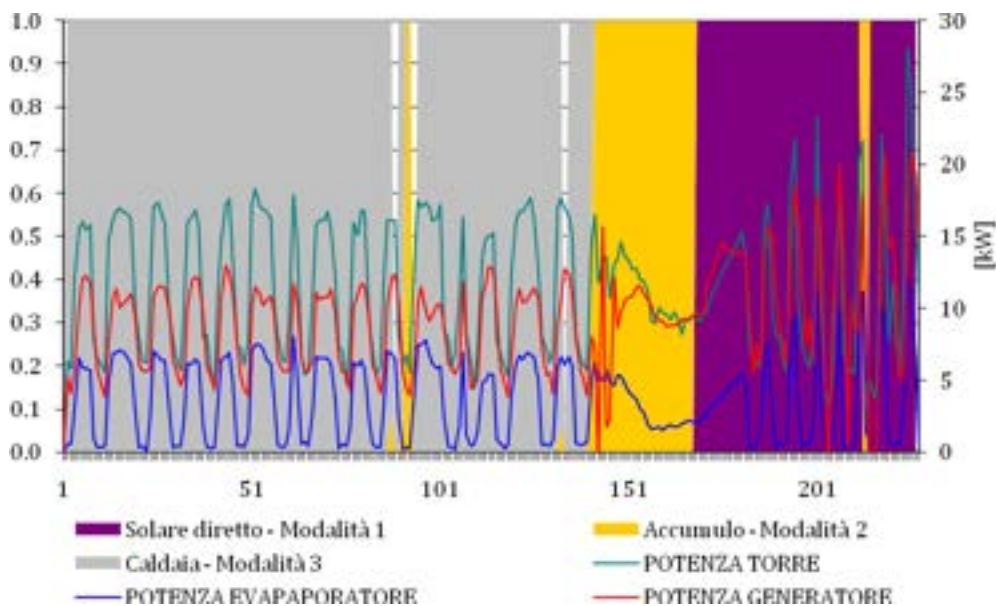
- il sistema di controllo è in grado di commutare efficacemente da una modalità di funzionamento all'altra sulla base della disponibilità di calore ai collettori e all'accumulo
- in condizioni di irraggiamento normale, il campo dei collettori solari è in grado di alimentare la macchina frigorifera con temperature comprese tra gli 80°C e 95°C
- la produzione della macchina frigorifera non risulta continua a causa dell'accensione e dello spegnimento della pompa della soluzione

Si riportano in Figura 46 e Figura 47 i dati di monitoraggio relativi ad una giornata con irraggiamento variabile.



**Figura 46: Modalità di funzionamento del sistema**

Si può notare che, sino a quando la temperatura di produzione dei collettori si mantiene al di sotto del valore desiderato ( $T_{spgen}=80^{\circ}\text{C}$ ), il sistema funziona in modalità 3 (caldaia), passando successivamente alla modalità 2 (accumulo) ed infine alla modalità 1 (solare diretto) quando la temperatura di produzione dei collettori raggiunge il valore di soglia. Si noti inoltre come, in modalità solare diretto, la temperatura raggiunta dai collettori cresca ulteriormente, mostrando un sovrappiù di potenza disponibile rispetto a quella richiesta dal generatore della macchina.



**Figura 47: Modalità di funzionamento del sistema**

*Accordo di Programma MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico – PAR 2008-09  
 Progetto 3.4 “Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”  
 Contratto ENEA - Università di Palermo, Dipartimento dell’Energia - Report finale*

## 2.5 Simulazioni in TRNSYS dell'impianto

Al fine di prevedere il comportamento dell'impianto e di ottimizzarne il funzionamento si è proceduto alla realizzazione di un apposito modello di simulazione in TRNSYS. Il modello è stato creato sulla base della specifica configurazione di impianto e di tutte le caratteristiche dei componenti reali impiegati. Esso ha permesso in una prima fase il dimensionamento del sistema e successivamente l'analisi numerica dello stesso, utile per un'ottimizzazione della logica e dei parametri di controllo.

I componenti principali utilizzati sono i seguenti:

- Type 209 v2.0 appositamente sviluppato da Jochen Döll (Fraunhofer ISE) per la simulazione del chiller PINK PSC 12
- Type 510 per la torre evaporativa
- Type 71 per i collettori solari
- Type 4 per il serbatoio di accumulo
- Type 700 per la caldaia
- Type 114 per i circolatori
- Type 508h per lo scambiatore di calore utilizzato nel simulatore di carico

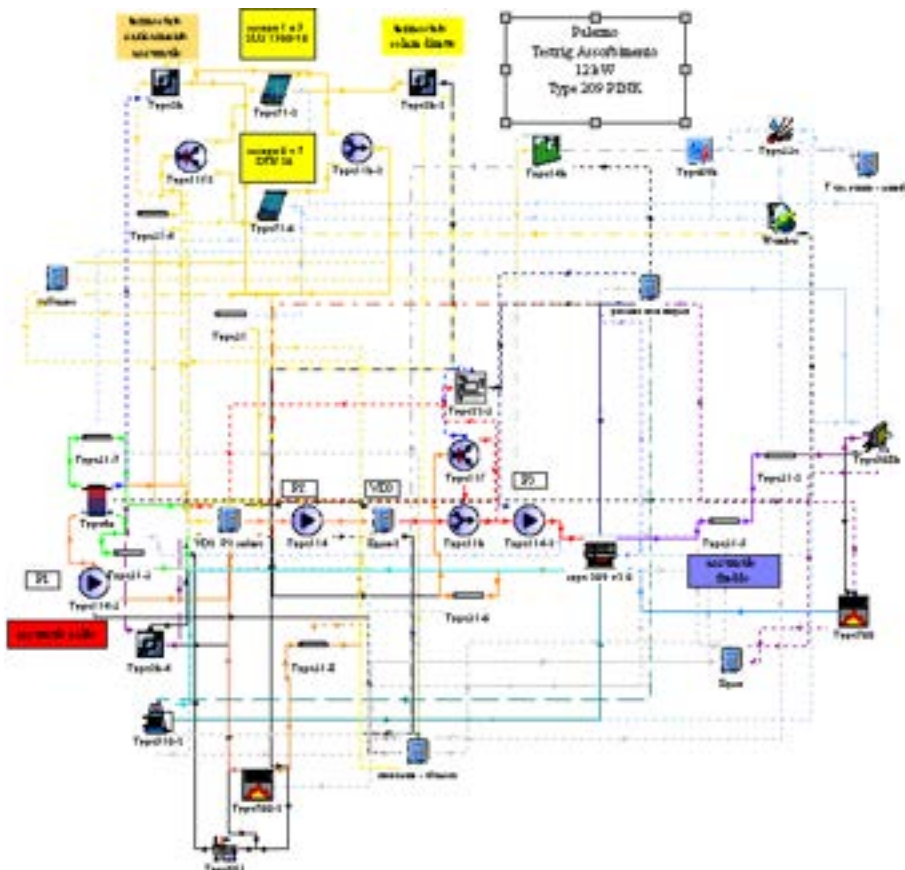
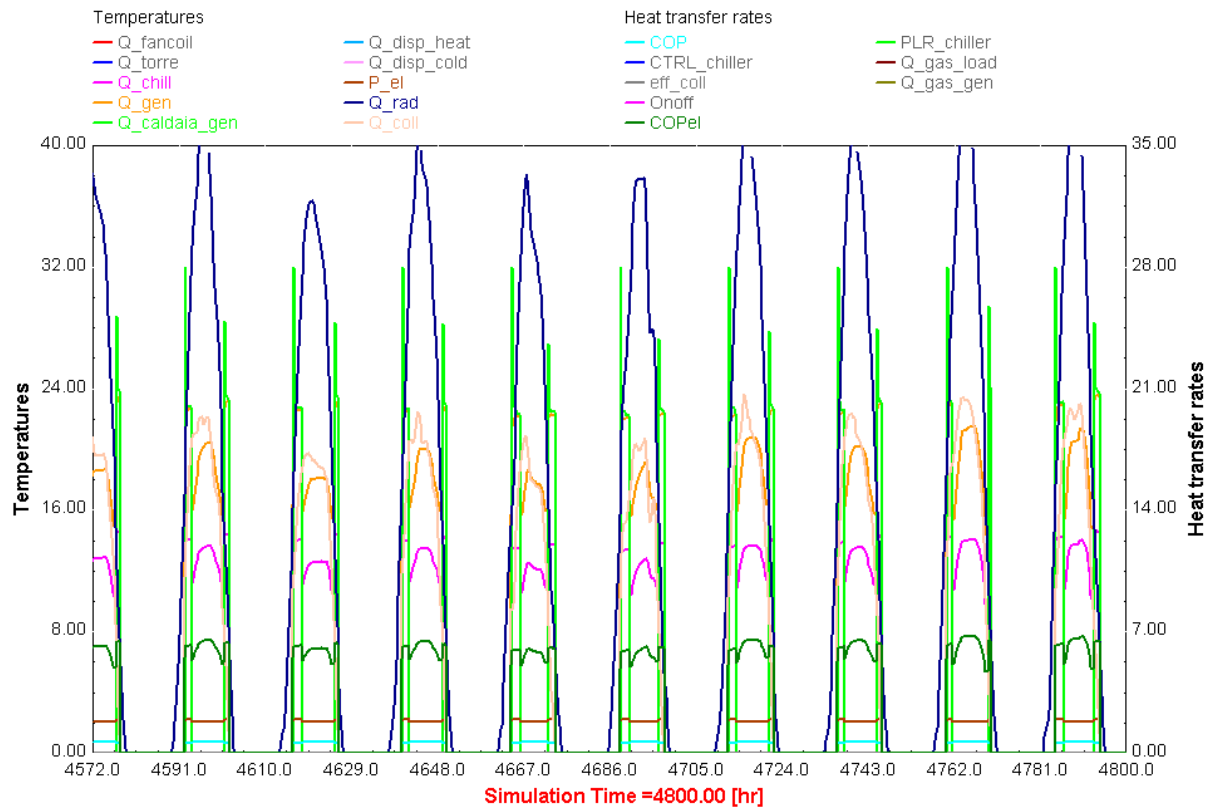


Figura 48: Schermata del progetto di TRNSYS per la simulazione dell'impianto con macchina PINK PSC12



**Figura 49: Risultati di simulazione sulle prestazioni energetiche dell'impianto**

Il modello inoltre è gestito con la stessa logica di controllo presentata nel paragrafo 2.2 con un time step di simulazione pari a 0.25h. Le ore di funzionamento del chiller sono vanno dalle 8:00 alle 18:00.

Passando ad analizzare alcuni dei risultati ottenuti dal modello di simulazione, si presentano in Figura 49 alcuni indicatori delle prestazioni energetiche dell'impianto. Si vede come, in presenza di radiazione solare elevata ( $Q_{rad}$  in blu) la potenza del sistema solare sia sufficiente ad alimentare la macchina ( $Q_{coll}$  in rosa). L'intervento della caldaia infatti è limitato ed è relativo a circa due ore nel mattino e a circa un'ora nella sera ( $Q_{caldaia\_gen}$  in verde chiaro). Il COP elettrico dell'intero sistema, compresi i consumi elettrici dei circolatori e del ventilatore della torre evaporativa, è circa 6 ( $COP_{el}$  in verde scuro). Il COP termico del chiller medio è invece circa 0.66 ( $COP$  in celeste).

### 3 Partecipazione ai gruppi di lavoro IEA

#### 3.1 IEA TASK 42 "Compact Thermal Energy Storage: Material Development and System Integration" (Ing. Valerio Lo Brano)

I lavori del Task 42/24, iniziati nel febbraio del 2009 a Bad Tölz, Germania, sono proseguiti nella seconda metà del 2010 con:

- Fourth Expert Meeting, September 27-28, 2010 - Graz, Austria
- Fifth Expert Meeting, February 20-21, 2011 - Belfast, Northern Ireland
- Sixth Expert Meeting, September 20-22, 2011 - Minneapolis, Minnesota, USA

Come già indicato nel report precedentemente inviato nel Luglio 2010, il gruppo di lavoro del Dipartimento dell'Energia ha partecipato al terzo incontro, tenutosi presso l'Università di Bordeaux (Francia) tra il 06 ed il 09 Luglio 2010, nell'ambito della Sessione "WGB- Numerical Modelling".

Nel quarto incontro, tenutosi a Graz (Austria) tra il 27-28 Settembre 2010, durante la Sessione di Modellazione Numerica è stato presentato nel dettaglio un possibile schema di risoluzione numerica del sistema PV-PCM alle differenze finite.

Durante la session "Numerical Modelling" del Meeting tenutosi a Graz (Settembre 2010) è stato presentato un possibile approccio numerico che possa permettere di risolvere l'equazione di bilancio termico alle differenze finite scritte secondo il metodo di Crank-Nicolson. Tale metodologia, essendo a metà tra il metodo esplicito e quello implicito, non è incondizionatamente stabile (quindi anch'esso deve soddisfare il requisito della stabilità) ma risulta essere più accurato di quello implicito, specialmente per piccoli valori del passo temporale  $\Delta t$ .

I fondamenti teorici di tale metodo risolutivo sono stati già brevemente illustrati nella relazione precedentemente consegnata (Luglio 2010). Ci si propone, nel proseguo delle attività previste in seno alla Task-42 Sub-Task Numerical Modelling di implementare i predetti algoritmi in un programma codificato con Visual Basic®, al fine di realizzare un semplice software in grado di prevedere con buona precisione la possibilità di successo nell'applicazione di PCM in un pannello fotovoltaico qualsiasi.

Al fine di dimostrare l'accuratezza dei risultati ottenuti, verranno utilizzate le simulazioni eseguite con dati meteo acquisiti in loco, dall'apposito sistema di monitoraggio installato sul sistema PV-PCM oggetto del presente studio, e verranno confrontate con misure sperimentali di temperatura anch'esse rilevate a Palermo.

È inoltre allo studio la creazione di uno strumento di supporto che permetta di ricavare un *Anno Tipo* o *Test Reference Year* (TRY), ovvero un anno costituito da 12 mesi, in cui ogni mese è stato selezionato come rappresentativo di un lungo periodo di osservazione. Con la creazione di un *Anno Tipo* si ottiene un *set* di variabili climatiche orarie caratteristiche ed

esclusive della zona in esame, dedicato alla simulazione della radiazione solare annuale utilizzabile in impianti solari e fotovoltaici.

Si ricorda che lo scopo del presente lavoro è provare se la presenza del PCM in un pannello fotovoltaico può limitare i picchi di temperatura raggiunti nei momenti di massima insolazione e producibilità, aumentando così il rendimento di conversione elettrica del pannello stesso.

È prevista la partecipazione del gruppo di Ricerca del Dipartimento dell'Energia al sesto incontro che si terrà a Minneapolis, Minnesota (USA) nel Settembre 2011 ed al settimo incontro che si terrà nel corso del primo trimestre 2012 presso la città di Tokyo (Giappone).

### **3.2 IEA Task 44 - Annex 38 "Solar and Heat Pump Systems" (Ing. Marco Beccali)**

Un nuovo task "Solar and heat pump systems" del programma Heat Pump dell'International Energy Agency è iniziato nel 2010 per concludersi alla fine del 2013. Poiché l'IEA ha deciso di associare il Task anche programma Solar Heating and Cooling, il task ha assunto lo status di "Annex" e sinteticamente denominato SHC Task 44 – HPP Annex 38 (T44+A38).

Esso mira ad investigare le migliori combinazioni fra pompe di calore (di tutte le tipologie) e collettori solari per applicazioni residenziali.

L'Italia partecipa all'Annex con il Politecnico di Milano, l'EURAC di Bolzano, e da marzo di quest'anno, anche con il Dipartimento dell'Energia - Università di Palermo.

Il primo meeting a cui il Dipartimento dell'Energia ha partecipato si è svolto a Barcellona dal 5 all'8 Aprile 2011

Le attività dell'Annex 38 sono prevalentemente indirizzate alle seguenti tipologie impiantistiche:

- riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria che usano le pompe di calore ed ogni tipo di collettori solari termici come componenti principali
- sistemi commercializzati come un unico prodotto da aziende/produttori e che sono installate da installatori
- pompe di calore alimentate da elettricità. Durante la ricerca metodologica sulla valutazione delle prestazioni si analizzeranno anche pompe di calore alimentate da calore.
- Soluzioni disponibili sul mercato e soluzioni innovative (prodotte durante il corso dell'Annex)

Inoltre, essendo il raffrescamento estivo degli edifici molto rilevante in termini di domanda attuale e di potenziale futuro nell'Europa meridionale, l'Annex 38 studierà sistemi impiantistici operanti con pompe di calore reversibili.

Per meglio focalizzare sulla attuale domanda nel mercato, i grandi impianti (ad esempio quelli connessi a reti di teleriscaldamento) o a servizio di edifici di grandi dimensioni, non saranno

considerati. Essi, infatti, sono oggetto di studio del IEA SHC Task 45 iniziato nei primi mesi del 2011.

L'Annex 38 lavora su una mappa di sistemi che rappresenta le possibilità di combinazione fra pompe di calore e collettori solari. Ogni combinazione presenta pro e contro che saranno analizzate dal gruppo di esperti. I sistemi saranno anche confrontati con le conoscenze acquisite nei precedenti progetti IEA come SHC Task 26 "Solar combi-systems" e Task 32 "Heat storage".

L'Annex 38 è diviso in quattro Subtask:

- Subtask A: Panoramica sulle soluzioni (esistenti e nuove) e di sistemi generici (leader: Sebastian Herkel, Fraunhofer ISE of Stuttgart, Germany)
- Subtask B: Valutazione delle prestazioni (leader: Ivan Malenkovic, Austrian Institute of Technology (AIT), Vienna)
- Subtask C: Modellazione e simulazione (leader: Michel Haller, SPF center, Rapperswil Switzerland)
- Subtask D: Disseminazione e supporto al mercato (leader: Wolfram Sparber, EURAC research center, Bolzano, Italy)

Nel seguito si descrivono brevemente le attività di ciascun task e il relativo stato di avanzamento. Inoltre viene indicato il contributo atteso dal Dipartimento dell'Energia .

### **SUBTASK A**

E' attivo il monitoraggio di circa 20 progetti svolto dai partecipanti. Il reporting sarà fatto con un formato comune utilizzando la simbologia adottata dal task e denominata "square layout" Molte delle installazioni seguite saranno anche simulate in seno al Subtask C allo scopo di consentire la validazione di modelli e successivamente la realizzazione di analisi di sensitività allo scopo di trovare le configurazioni ottimali, il layout e le strategie di controllo.

### **SUBTASK B**

L'obiettivo di questo subtask è di raggiungere una definizione comune di ciò che dovrebbe essere il metodo di descrizione delle prestazioni del sistema pompa di calore + collettori solari. Questo lavoro può condurre anche ad una definizione di tipo pre-normativo su come testare e descrivere le prestazioni dei sistemi combinati.

Il Subtask B ha l'obiettivo di trovare un consenso sulla definizione di COP e SPF quando si considerano dei sistemi combinati. La discussione riguarda principalmente il contorno del sistema ed eventualmente i fattori di conversione in energia primaria.

Vi è anche motivo di discussione su come misurare i parametri chiave come il coefficiente di scambio della temperatura per una pompa di calore ad aria. I risultati del lavoro svolto in seno al HPP Annex 28 sono considerati come punto di partenza di ulteriori sviluppi.

Il Subtask B raccoglie cinque laboratori presenti in Austria, Germania, Italia, Spagna, Svizzera per lavorare su test di laboratorio e definizione degli standards. Il Dipartimento dell'Energia



dell'Università di Palermo ha offerto la sua disponibilità ad utilizzare la nuova facility di test di impianti frigoriferi accoppiati a impianti solari. L'installazione consente di valutare le prestazioni dei chiller alimentati da calore definendo le condizioni di funzionamento e i profili di carico lato domanda. I sistemi possono essere testati in totale accoppiamento con un impianto solare dedicato o essere alimentati da un generatore termico ausiliare. Il tema sarà approfondito a breve nel prossimo meeting.

Altro oggetto del subtask sono le procedure di test comuni a tutti i laboratori. Una questione importante riguarda il numero di giorni necessari per un test significativo a rappresentare una sequenza annuale (12 giorni come per i solar combi-systems o di più). Test reali saranno svolti durante il periodo del task per effettuare le opportune valutazioni in merito.

### **SUBTASK C**

La modellizzazione rappresenta una parte molto importante del lavoro se si vogliono generalizzare i risultati di test di laboratorio e di attività di monitoraggio. Attraverso la simulazione dinamica è anche possibile capire se il sistema in considerazione è stato progettato in maniera corretta e opportunamente ottimizzato.

Una rassegna dei modelli di ciascun componente solare e delle pompe di calore è stata già svolta nel 2010. Molti componenti dei sistemi sono già descritti in specifici modelli ma un lavoro di assemblaggio a livello di sistema è necessario per ottenere un tool di simulazione comune. La scelta della piattaforma è oggetto di approfondita discussione. Molti sistemi sono stati simulati con diversi strumenti (matlab/simulink or TRNSYS) ma prevalentemente nell'ambito di progetti di ricerca specifici anche da parte del Dipartimento dell'Energia. L'Annex 38 mira a definire un pacchetto di software che possa avere rilevanza internazionale per il futuro, come fatto nell'ambito del SHC Task 26 per i solar combisystems e del Task 32 per le soluzioni di storage avanzate.

Si sono costituiti dei gruppi di lavoro sui componenti di impianto (modellazione di collettori, del terreno, del comportamento dinamico delle pompe di calore, degli accumuli, definizione delle condizioni al contorno, consistenza/indipendenza della piattaforma) allo scopo di selezionare i migliori modelli numerici. Ad esempio un modello di collettore in grado di gestire la condensazione sulla superficie dell'assorbitore o il freezing se la pompa di calore che lavora in condizioni invernali particolari deve essere integrato nel pacchetto se si vogliono considerare con completezza tutti i fenomeni che influenzano il bilancio energetico del sistema.

Il tema di quanta energia proviene dalla radiazione solare, la temperatura dell'aria, la sua umidità e la formazione di brina quando i collettori sono sul lato evaporatore della pompa di calore non è adeguatamente approfondito nella pratica e nella letteratura attualmente disponibile.

Nell'ultimo meeting (Barcellona Aprile 2011) al Dipartimento dell'Energia è stato assegnato il compito di operare un confronto fra i risultati ottenuti con il metodo BIN, contenuto nel

progetto di norma prEN 14825 e quelli di un modello dinamico implementato su piattaforma TRNSYS.

#### **SUBTASK D**

Il Subtask D è dedicato alle attività di disseminazione dei risultati. Sebbene molti di questi siano attesi alla fine delle attività del task (2013), IEA raccomanda di comunicare con continuità l'andamento dei lavori sia alla comunità scientifica che a quella industriale.

La disseminazione viene svolta anche tramite il website ufficiale del task che contiene molto materiale divulgativo ma anche a didattico.

Workshop per l'industria si svolgono in concomitanza con le riunioni semestrali del gruppo di esperti.

Il prossimo meeting dell'Annex si svolgerà a Marsiglia il 18 e 19 Ottobre 2011.

### **3.3 Attività preliminari per la definizione di un nuovo task sul tema "Solar Cooling"**

Gli impianti di riscaldamento e raffrescamento alimentati da solare termico sono studiati dal Piano Strategico della IEA "Solar Heating and Cooling" poichè si ritiene che abbiamo il potenziale per coprire una parte consistente della crescente domanda di condizionamento dell'aria da solare.

Nell'ambito di questo programma si sono già svolti due Task, 25 e 38, che hanno permesso di intraprendere un considerevole lavoro di collaborazione internazionale per sviluppare la tecnologia dalla fase R&D all'introduzione nel mercato.

L'IEA-SHC Task 25 (dal 1999 al 2004) ha prevalentemente creato un quadro della tecnologia e ha posto le basi per uno sviluppo di applicazioni più mature anche a livello industriale. Durante il Task 38 (2006-2010), gli esperti hanno creato dei tools e dei metodi per aiutare l'inserimento nel mercato delle tecnologie emergenti e hanno analizzato l'efficienza e l'affidabilità di una nuova generazione di impianti ora disponibili per installazioni pilota e dimostrative ma anche a livello commerciale.

I risultati del task 38 "Solar Air Conditioning and Refrigeration" hanno confermato il grande potenziale di questa tecnologia per la climatizzazione degli edifici, in particolare nelle regioni più calde. Di contro è stato evidenziato che è necessario un lavoro ulteriore per assicurare una maggiore competitività economica ed incrementare/garantire efficienza e affidabilità dei sistemi nel lungo periodo.

Con queste premesse si è costituito, per iniziativa di numerosi esperti che hanno partecipato ai lavori del task 38 (ed alcuni anche del precedente task 25), un nuovo gruppo di lavoro, riunitosi a Parigi il 28 e 29 Aprile 2011, allo scopo di definire delle nuove attività di ricerca e di sviluppare la struttura di un nuovo task dal titolo "Quality assurance and support measures for Solar Cooling".

Il tema della qualità delle macchine e delle installazioni è stato infatti unanimamente considerato come quello su cui fosse necessario concentrare gli sforzi di ricerca, innovazione,

misure di supporto al mercato, politiche di sviluppo e disseminazione a partire dai significativi risultati sinora raggiunti.

Il nuovo task, proposto dal gruppo e approvato dall'EXCO meeting dell'IEA a Copenhagen a Giugno 2011, codificato con il numero 48, nasce quindi con i seguenti principali obiettivi:

- sviluppare e fornire varie misure che conducano a sistemi di solar cooling and heating altamente affidabili, durevoli, efficienti
- contribuire ad una ulteriore riduzione dei costi ad tutti i livelli della catena ed identificare le più promettenti aree di mercato in termini di competitività economica

Le attività avranno inizio ad ottobre 2011 e si concluderanno a Marzo 2015. Il task è focalizzato su sistemi che includono ogni tecnologia solare termica (senza alcuna limitazione sulla potenza o sull'area dei collettori) e che possono essere utilizzati anche in modalità riscaldamento.

Gli obiettivi del nuovo task di cui sopra saranno perseguiti attraverso quattro livelli di attività:

- 1) Sviluppo di tools e procedure per la caratterizzazione tecnica dei componenti principali degli impianti
- 2) Creazione di procedure pratiche ed unificate adattate ad alcune specifiche applicazioni con le migliori prestazioni
- 3) Sviluppo di tre livelli di requisiti di qualità mediante:
  - un approccio prescrittivo sulle prestazioni (per sistemi con potenza inferiore a 20kW): i produttori che offrono soluzioni standard dovranno dichiarare le prestazioni dei sistemi seguendo delle specifiche regole.
  - un approccio prescrittivo-ingegneristico (per sistemi con potenza superiore a 20kW) adatto a soluzioni impiantistiche "customizzate". Delle specifiche procedure di progetto e sviluppo saranno definite per assicurare il buon funzionamento del sistema.
  - un approccio prestazionale (per sistemi con potenza superiore a 20kW ) adatto per sistemi innovativi e non precedentemente codificati. Attraverso procedure di misura e monitoraggio sarà possibile definire delle modalità unificate di valutazione delle prestazioni
- 4) Sviluppo di tools per promuovere i Solar Thermally Driven Cooling and Heating systems

La struttura del task è organizzata nei seguenti subtask:

### **Subtask A: Quality procedure on component level**

Questo subtask è focalizzato sullo sviluppo di tools e deliverables che permettano di mostrare il livello di qualità dei componenti più critici dei sistemi di solar cooling and heating.

Questi componenti sono prevalentemente: il chiller, il sistema di dissipazione del calore, le pompe ed i collettori solari.

Il subtask è strutturato in diverse sezioni. Di seguito sono descritte le sezioni in cui è previsto un impegno dell'Unità di Ricerca del Dipartimento Energia di Palermo ed il cui contenuto è stato progettato in stretta collaborazione con esso.

#### A1: Chiller characterization

In questa sezione la caratterizzazione dei chillers (absorption and adsorption) sarà effettuata in stretta collaborazione con quanto previsto dalle attività dell' IEA Annex 34 e dell' SHC Task 44 – HPP Annex 38 (a cui partecipa anche il Dipartimento dell'Energia).

La caratterizzazione sarà basata sia sul funzionamento in regime stazionario sia in situazioni di transitorio termico. Diversi partecipanti possiedono delle test facility (tra cui anche il Dipartimento dell'Energia). Sarà quindi condotto un lavoro di test sperimentale per definire dei protocolli di prova. Le condizioni di prova consentiranno di caratterizzare il comportamento del chiller per un intero periodo di funzionamento tipico dei sistemi di solar cooling. In questo modo sarà possibile definire il livello di qualità del chiller dal punto di vista della prestazione. In aggiunta, i test dovranno fornire delle indicazioni utili al progettista e/o per lo sviluppo di tool di progettazione.

#### A2: Life cycle analysis at component level

Questa attività è correlata al lavoro svolto nel subtask C del task 38 (coordinato dal Dipartimento Energia, ex DREAM) in merito all'applicazione della metodologia LCA ai sistemi di Solar Cooling. Lo scopo è quello di arricchire la casistica di sistemi e componenti da analizzare e di creare un tool di più ampia utilità. Supposto che la creazione di un vero e proprio data-base è un compito al di fuori della portata del Task, lo strumento consentirà in ogni caso, per un certo numero di sistemi e componenti, di operare delle analisi parametriche per valutare l'incidenza sull'impatto finale di: affidabilità dei dati di input, frazione solare, tasso di riciclo dei materiali di base e di altre rilevanti variabili.

#### **Subtask B: Quality procedure on system level**

Questo subtask è focalizzato sullo sviluppo di tools e di deliverables che permettano di evidenziare il livello di qualità di impianti/sistemi di solar cooling and heating. Allo scopo di raggiungere questo scopo si prevede di sviluppare una procedura che estenda le caratteristiche di qualità del singolo componente all'intero sistema. In un secondo momento si svilupperà una ulteriore estensione della procedura per consentire un'analisi ulteriore non limitata a stati stazionari ma riferita ad interi periodi di funzionamento annuali. Questo subtask è strettamente legato al Subtask A e ai suoi risultati.

Il Dipartimento dell'Energia dell'Università di Palermo è coinvolto nelle seguenti attività:

#### B2: Good practice for DEC design and installation

Questa attività è finalizzata a produrre una rassegna tecnologica aggiornata sulle best practice di sistemi di Desiccant cooling. Pur non essendo una delle tecnologie maggiormente indagate nel task, questa attività rappresenta un necessario approfondimento sulla evoluzione della stessa e delle prospettive di sviluppo.

### B3: Life cycle analysis at system level

Questa attività è strettamente collegata alla A2 (attività trasversale di LCA). Rappresenta una valorizzazione dei risultati ottenuti a livello di componenti e un primo passo per la creazione di data base dei sistemi e di uno specifico tool di analisi. Poichè l'analisi LCA richiede la stima dei consumi dei diversi vettori energetici e quindi la valutazione delle prestazioni del sistema, questa attività è correlata al lavoro previsto in B1 e possibilmente anche ai risultati di B4.

### **Subtask C: Market support measures**

Il lavoro di questo subtask è finalizzato alla creazione di un insieme di misure di supporto del mercato. Queste misure saranno definite tenendo conto dei risultati dei subtask A e B ed esploreranno le possibilità di identificare, classificare e verificare la qualità e le prestazioni dei componenti e dei sistemi di solar cooling. I tool che saranno implementati dovranno fornire un insieme di informazioni per consentire agli stakeholders di pianificare possibili interventi (ad es. certificazioni, etichette, contratti tipo, etc) che supportino il solar cooling nella competizione con altre fonti rinnovabili maggiormente riconosciute.

Il Dipartimento dell'Energia dell'Università di Palermo è coinvolto nelle seguenti attività:

### C3: Selection and standardisation of best practice solutions

Dall'esperienza passata e presente su impianti di piccole-medie e grandi dimensioni si produrrà un insieme selezionato e ben documentato di schemi progettuali, inclusi i sistemi di controllo e regolazione degli impianti stessi. Tale selezione potrà mostrare come ottenere impianti con prestazioni ed affidabilità ottimizzate.

Inizialmente saranno selezionati circa 10 casi studio che saranno utilizzati per definire e standardizzare i criteri ingegneristici che conducono ai suddetti obiettivi e ad un miglioramento delle prestazioni economiche.

Una particolare attenzione sarà rivolta alla standardizzazione degli schemi di progetto e alla definizione delle condizioni di applicabilità dei diversi schemi/impianti.

Allo scopo di supportare pianificatori ed installatori una selezione di schemi impiantistici di dettaglio saranno analizzati nella forma di "linee guida progettuali" per la climatizzazione e la ventilazione di edifici commerciali.

### **Subtask D: Dissemination and policy advice**

Il lavoro previsto in questo subtask copre orizzontalmente le attività dei subtasks A, B e C. Gli obiettivi del subtask D sono l'implementazione di attività di promozione mirate dei risultati

del lavoro collettivo del task, la produzione di materiale per la disseminazione dei risultati, l'implementazione di misure di trasferimento dell'informazione verso gli stakeholders tecnici, lo sviluppo di strumenti e la loro diffusione presso i decisori, la creazione e la promozione di sistemi di certificazione e di standardizzazione.

Il Dipartimento dell'Energia dell'Università di Palermo è coinvolto nelle seguenti attività:

D6: Outreach report

I partecipanti organizzaeranno almeno una volta l'anno a margine di uno degli Expert meetings, dei "Customer and policy maker workshops" di rilievo internazionale.

In questi workhops saranno presentati i risultati del lavoro svolto nel task e di cercherà di animare un lavoro di "lobbying" e di promozione.

Interverranno sia istituzioni di ricerca che partners industriali e commerciali in collaborazione con le associazioni nazionali.

## 4 Pubblicazioni relative alle ricerche condotte

- 1 2011 MARCO BECCALI, MAURIZIO CELLURA, SONIA LONGO, BETTINA NOCKE, PIETRO FINOCCHIARO "LCA of a solar heating and cooling system equipped with a small water-ammonia absorption chiller" inviato a Solar Energy Elsevier

---

- 2 2011 MARCO BECCALI, PIETRO FINOCCHIARO, BETTINA NOCKE "Energy performance evaluation of a demo solar desiccant cooling system with heat recovery for the regeneration of the adsorption material" inviato a renewable Energy Elsevier

---

- 3 2011 PIETRO FINOCCHIARO, MARCO BECCALI, BETTINA NOCKE "Advanced solar assisted desiccant and evaporative cooling system equipped with wet heat exchangers" inviato a Solar Energy Elsevier

---

- 4 2010 MARCO BECCALI, MAURIZIO CELLURA, FULVIO ARDENTE, SONIA LONGO, BETTINA NOCKE, PIETRO FINOCCHIARO, ANNELORE KLEIJER, CATHERINE HILDBRAND, JACQUES BONY, STÉPHANE CITHERLET "Life Cycle Assessment of Solar Cooling Systems - Technical report of subtask D of Task 38 IEA" Dec 2010

---

- 5 2010 BECCALI, M; BERTINI, I; DI PIETRA, B; FINOCCHIARO, P; CERAVOLO, F; PUGLISI, G "ODESSE: a new tool for simulation and design of solar desiccant cooling systems in energy efficient buildings" EURO SUN 2010 Graz 29 Sett 2010 - 1 Ott 2010

---

- 6 2010 ALEXANDER THÜR1, DAGMAR JÄHNIG, TOMAS NÚÑEZ, EDO WIEMKEN, MARTIN HELM, DANIEL MUGNIER, PIETRO FINOCCHIARO, BETTINA NOCKE "Monitoring Program of Small-Scale Solar Heating and Cooling Systems within IEA-SHC Task 38 – Procedure and First Results" Proceedings EURO SUN 2010 Graz 29 Sett 2010 - 1 Ott 2010

---

- 7 2009 BECCALI M, BERTINI I, DI PIETRA B, FINOCCHIARO P., LUNA M (2009). "Desiccant cooling simulation and design in Matlab/Simulink environment: implementation and validation of the model". In: Proceedings of the OTTI Conference Solar Air Conditioning, 30th September – 2nd October, Palermo. Palermo, 30 Sep - 2 Oct 2009, REGENSBURG: OTTI, p. 153-160, ISBN/ISSN: 978-3-941785-06-9

---

- 8 2009 BECCALI M, FINOCCHIARO P., NOCKE B (2009). "Solar desiccant cooling system operating in palermo (italy): results and validation of simulation models". In: Proceedings of the OTTI Conference Solar Air Conditioning. Palermo, 30 Sep - 2 Oct 2009, REGENSBURG: OTTI, p. 368-375, ISBN/ISSN: 978-3-941785-06-9

---

- 9 2009 W. SPARBER, A. NAPOLITANO, F. BESANA, A. THÜR, B. NOCKE, FINOCCHIARO P., L. A. BUJEDO NIETO, J. RODRIGUEZ, T. NÚÑEZ (2009). "Comparative results of monitored solar assisted heating and cooling installations. In: Proceedings of the OTTI Conference Solar Air Conditioning. Palermo, 30 Sep - 2 Oct 2009, REGENSBURG: OTTI, p. 344-353, ISBN/ISSN: 978-3-941785-06-9

---

- 10 2008 BECCALI M, FINOCCHIARO P., LUNA M, NOCKE B (2008). MONITORING OF A SOLAR DESICCANT COOLING SYSTEM IN PALERMO (ITALY). FIRST RESULTS AND TEST PLANNING. In: Intern. Conference EUROSUN 2008. Lisbona, 7-10 Oct 2008, p. 316-317

---

- 11 2008 BECCALI M, FINOCCHIARO P., LUNA M, NOCKE B (2008). MONITORAGGIO DI UN IMPIANTO SOLAR DESICCANT COOLING A PALERMO. PRIMI RISULTATI E PROGETTO DEI TEST. In: 63° Convegno ATI. Palermo, 23-26 Settembre 2008, p. 07.024

---

- 12 2008 BECCALI M, FINOCCHIARO P., LUNA M, NOCKE B (2008). Un impianto Solar Desiccant Cooling a Palermo. Programma di ricerca e primi risultati sperimentali. In: Riduzione dei fabbisogni, recupero di efficienza e fonti rinnovabili per il risparmio energetico nel settore residenziale. Padova, 5 Giugno, p. 291-302

---