



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia
e lo sviluppo economico sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Messa in funzione, analisi sperimentale e caratterizzazione
dell'innovativo impianto di solar heating and cooling realizzato a
servizio dell'Edificio F92

N. Calabrese, A. Fanchiotti



Report RdS/2012/122

MESSA IN FUNZIONE, ANALISI SPERIMENTALE E CARATTERIZZAZIONE DELL'INNOVATIVO IMPIANTO DI
SOLAR HEATING AND COOLING REALIZZATO A SERVIZIO DELL'EDIFICIO F92

N. Calabrese (ENEA), A. Fanchiotti (Università di Roma TRE)

Settembre 2012

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 del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

INDICE

1.	SISTEMI SOLARI TERMICI PER LA CLIMATIZZAZIONE DEGLI AMBIENTI.....	4
2.	IL RISCALDAMENTO DEGLI AMBIENTI TRAMITE SISTEMI SOLARI: SOLAR HEATING.....	10
2.1	Impianti di riscaldamento a bassa temperatura.....	11
2.2	Logica di regolazione dell'impianto in funzionamento invernale.....	15
3.	IL CONDIZIONAMENTO DEGLI AMBIENTI TRAMITE SISTEMI SOLARI: SOLAR COOLING	16
3.1	Gruppi frigo ad assorbimento e solar cooling.....	17
3.2	L'accumulo dell'energia termica e frigorifera.....	21
3.3	Coesistenza tra sistemi a pannelli radianti e fan-coils.....	24
3.4	Logica di regolazione dell'impianto in funzionamento estivo	25
4.	POTENZIALITÀ DI APPLICAZIONE DEI SISTEMI DI SOLAR HEATING&COOLING ALL'EDILIZIA RESIDENZIALE ITALIANA	27
4.1	Risultati generali sulle potenzialità	28
4.2	Risultati sull'applicabilità dei vari sistemi	29
4.3	Risultati sull'applicabilità in funzione delle aree climatiche.....	29
4.4	Risultati sull'applicabilità in funzione dei tipi edilizi	30
5.	CASO STUDIO: L'IMPIANTO DI SOLAR HEATING AND COOLING C.R. ENEA DI CASACCIA.....	32
5.1	Principio di funzionamento in solar heating.....	34
5.2	Analisi della logica di regolazione	42
5.3	Performance dell'impianto in funzionamento invernale	51
5.3.1	Periodo di monitoraggio 09 Febbraio - 29 Febbraio 2012	54
5.3.2	Periodo di monitoraggio 01 Marzo -31 Marzo 2012	57
5.3.3	Periodo di monitoraggio 01 Aprile -15 Aprile 2012.....	61
5.3.4	Riepilogo campagna invernale monitoraggio: 09 Febbraio-15 Aprile 2012.....	65
5.4	Principio di funzionamento in solar cooling	71
5.5	Performance dell'impianto in funzionamento estivo.....	75
5.5.1	Periodo di monitoraggio 01 Giugno -30 Giugno 2012	77
5.5.2	Periodo di monitoraggio 01 Luglio -31 Luglio 2012	83
5.5.3	Periodo di monitoraggio 01 Agosto -31 Agosto 2012.....	88
5.5.4	Periodo di monitoraggio 01 Settembre -15 Settembre 2012.....	93
5.5.5	Riepilogo campagna estiva monitoraggio: 01 Giugno - 15 Settembre 2012.....	98
5.6	Conclusioni.....	103
6.	BIBLIOGRAFIA	105

1. SISTEMI SOLARI TERMICI PER LA CLIMATIZZAZIONE DEGLI AMBIENTI

L'obiettivo finale dei sistemi solari termici per la climatizzazione degli ambienti è quello di riuscire a sfruttare, con il massimo rendimento ottenibile, l'energia che il sole GRATUITAMENTE ci mette a disposizione producendo acqua calda a temperature prossime ai 100 [°C] e utilizzando la stessa per la produzione di acqua calda sanitaria, per il riscaldamento degli ambienti durante il periodo invernale e per il loro raffrescamento durante il periodo estivo. Questo obiettivo lo si vuole raggiungere attraverso una tecnologia semplice, industrializzabile e ad un costo accettabile per l'utente finale.

Abbiamo proprio bisogno delle ENERGIE RINNOVABILI?

Tre anni fa (2009) il consumo di energia a livello mondiale è stato di circa 11 Gtep (leggasi miliardi di tonnellate equivalenti di petrolio). Qualcuno si sarà chiesto: quanto ha consumato fin qui l'umanità nella sua lunga storia? Il calcolo è facile. Indicativamente 300 Gtep di energia da fonti fossili ed altri 100 Gtep da fonti rinnovabili (energia idraulica, dal vento, da biomasse e muscolare). Di quei 300 Gtep ne abbiamo consumati circa 1/3 negli ultimi 10 anni e se continuiamo con questo andamento basteranno solo meno di altri 8 anni per altri 100 Gtep. Se immaginiamo il più grande lago italiano, il lago di Garda, e lo immaginiamo pieno di petrolio, per arrivare a 300 Gtep ci vogliono 6 (SEI!) laghi di Garda.

Il problema energetico presenta due questioni che concorrono a fornire una risposta alla domanda da cui siamo partiti. La prima è: quanti laghi di Garda di petrolio o, equivalentemente, di gas naturale e carbone sono ancora disponibili prima di arrivare all'esaurimento pratico delle risorse? E subito dopo: quanti laghi di Garda di petrolio od equivalenti si possono bruciare senza un irreversibile danno ambientale?

E' inutile nascondersi. Neanche il più scriteriato ottimista può dare risposte con leggerezza a due domande che delineano un avvenire minaccioso per le future generazioni (e in qualche caso anche per la presente). E' inoltre importante sottolineare quanto sia necessario combattere ed eliminare la convinzione collettiva e diffusissima secondo cui la tutela dell'ambiente sia una faccenda a costo zero. La tutela dell'ambiente ha un costo per la società ed è normale che sia così. Pensare il contrario equivale a non voler mantenere la propria casa, pretendendo che essa non diventi mai inabitabile o, peggio ancora, che la sua struttura non collassi. Pertanto è giusto **incentivare** le fonti di energia pulita e, quantunque sia opportuno porsi l'obiettivo di allineare i *Levelized Energy Cost* (LEC) dei sistemi alimentati da queste fonti rispetto a quelli alimentati da fonti convenzionali, l'analisi comparativa deve tener conto di questi aspetti.

Veniamo ora al contributo offertoci dalle energie rinnovabili. Una coincidenza del tutto casuale può stimolare la nostra immaginazione: **tutta quella energia che l'umanità ha consumato** in millenni di storia, ma soprattutto in pochi decenni di sviluppo esponenziale di popolazione, beni di consumo, disponibilità di risorse, **ci arriva dal Sole in un solo giorno.**

Questo non vuole assolutamente dire che il problema sia di facile soluzione. Tutta quell'energia si distribuisce su di un'enorme superficie. Come si dice tecnicamente, è una forma di energia diluita. Per essere raccolta adeguatamente richiede l'ingegno della natura (pensate a come il mondo vegetale si è stupendamente attrezzato con la disposizione delle foglie o con un inseguitore solare come il girasole!) o l'ingegno dell'uomo. Che però, ad un certo punto, avendo scoperto la "potenza motrice del fuoco", ha progressivamente rinunciato ad applicarsi ad utilizzare al meglio la forza del vento o la benefica radiazione del sole.

La speranza nasce osservando come pochi anni di applicazione abbiano consentito progressi tanto rapidi da portare l'energia eolica a concorrere in molti casi con i migliori impianti tradizionali, a trasformare i raggi del Sole in energia termica ad alta temperatura, per far funzionare i classici cicli termodinamici produttori di elettricità, o direttamente in energia elettrica. La ricerca delle celle solari si muove verso impieghi di materiale 100 volte minori, rispetto alle attuali celle, con la possibilità di sfruttare le più svariate superfici esistenti, dai tetti delle case, alle finestre, alle pensiline delle stazioni.

Non vi è qui lo spazio per dar conto di tutte le innovazioni che sono in corso di sviluppo. Altrettanto importanti sono le associazioni di idee di sistemi innovativi: pensate soltanto a pompe di calore azionate da moduli fotovoltaici che utilizzano come sorgente fredda proprio la quota di energia solare che le celle non sono in grado di trasformare in energia elettrica.

Bisogna crederci e lavorarci come diceva Thomas Alva Edison, il grande inventore, con 99% di perspiration (di fatica nella sperimentazione e realizzazione, di investimento nella ricerca) e 1% di inspiration (l'impiego di tutte le capacità dell'ingegno).

E' chiara quindi la risposta alla domanda iniziale...abbiamo bisogno più che mai delle energie rinnovabili e di impianti innovativi che le utilizzino al meglio.

E' vero tuttavia che le fonti energetiche rinnovabili (di seguito anche FER) hanno ancora dei limiti che ne impediscono la consacrazione. La mappatura dei limiti delle FER di oggi, dovuti all'imaturità delle tecnologie, costituirà la roadmap per il successo di domani. Essa non sarà semplicemente sviluppo di nuove tecnologie ma scelta di una nuova filosofia di vita. Tra i limiti più importanti si annoverano:

1. la scarsa densità energetica di queste tecnologie (per questo spesso estensive, con la necessità di disporre di grosse superfici per la loro installazione);
2. la non controllabilità;
3. le difficoltà nell'energystorage e nell'individuazione di vettori energetici efficaci.

D'altro canto, ecco i loro pregi:

1. le FER affasciano perché rappresentano la forza e la presenza della natura nel nostro mondo;
2. sono giuste le FER, perché molto spesso i luoghi più poveri, vilipesi e aridi della terra sono quelli dove è possibile reperirle con maggiore abbondanza;
3. non depauperano il pianeta, sono inesauribili e in grado di "alimentarci" ogni giorno, ogni mese, ogni anno: sono rinnovabili;
4. sono "pulite", perché attraverso i propri cicli di utilizzo (chiusi) non aggravano di nuovi rifiuti il nostro ecosistema;
5. le FER sono innovative ed esigono dall'uomo l'impegno della sua intelligenza, essendo molteplici le loro forme di approvvigionamento.

Gli impianti solari, nel corso del tempo, hanno subito notevoli evoluzioni e giovato di una crescente qualità nella componentistica. Dal pannello agli accumuli termici fino alla componentistica, si è raggiunto uno standard qualitativo piuttosto elevato a vantaggio di rendimenti e prestazioni complessive degli impianti solari. Il mercato nazionale e internazionale offre una vastissima gamma di scelta a seconda delle applicazioni e della destinazione d'uso della struttura che l'impianto va a servire.

L'utilizzazione di una fonte rinnovabile come l'energia solare può diventare interessante da un punto di vista economico e di fattibilità tecnica, se il fabbisogno di energia per la climatizzazione, sia invernale che estiva risulta contenuto, inserendosi, pertanto, in un complesso di interventi finalizzati a realizzare edifici ad alta efficienza energetica.

I sistemi di solar heating and cooling utilizzano l'energia solare per soddisfare le esigenze di riscaldamento e raffrescamento degli edifici contribuendo alla diminuzione dei consumi di energia di natura fossile, ovvero alla riduzione delle emissioni di gas serra, ed incrementando la percentuale di utilizzo delle fonti rinnovabili come stabilito dall'attuale legislazione (D. Lgs. 28/11 sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili).

Il decreto stabilisce che, nel caso di **edifici nuovi o edifici sottoposti a ristrutturazioni rilevanti**, gli impianti di produzione di energia termica devono essere progettati e realizzati in modo da garantire il contemporaneo rispetto della copertura, tramite il ricorso ad energia prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili, del 50% dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria e delle seguenti percentuali della somma dei consumi previsti per **l'acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento**:

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

L'impiego diretto dell'energia solare è ancora più conveniente quando un medesimo impianto viene utilizzato per il riscaldamento degli ambienti, per la produzione di acqua calda sanitaria e per il raffrescamento degli stessi. Un sistema di solar heating and cooling sfrutta l'energia solare nel corso di tutto l'anno, riducendo così i tempi di ammortamento dell'impianto.

Il riscaldamento degli ambienti da fonte solare ha avuto uno sviluppo crescente con l'avvento di sistemi di riscaldamento a "bassa temperatura". I sistemi di riscaldamento a bassa temperatura – come gli impianti radianti a pavimento, soffitto o parete e, in parte, i ventilconvettori – hanno il grande vantaggio di lavorare a temperature di alimentazione che vanno dai 30 °C circa, per i primi, fino ai 45-50 °C richiesti dai secondi. La crisi energetica degli anni '70, infatti, richiamò l'attenzione sugli accorgimenti di tipo impiantistico finalizzati alla mitigazione del consumo energetico e si iniziò a prendere concretamente in considerazione l'uso di terminali di un impianto di riscaldamento in grado di scaldare gli ambienti utilizzando un fluido termovettore a temperature ridotte. Tra questi componenti si distinguono i pannelli radianti che, sia pure con un'inerzia termica superiore rispetto ad altre tipologie di terminali (costante di tempo elevata), garantiscono un benessere termico ben superiore a quello generato da altri sistemi. L'attenzione verso la questione energetica, peraltro, ha portato a emanare delle leggi con imposizione di condizioni restringenti sull'isolamento degli edifici. Diventa, anche per questo motivo, possibile rimodulare le potenze termiche in gioco e il loro livello termico con la conseguenza di un utilizzo di temperature più basse. Infatti, il livello medio di isolamento imposto per l'involucro edilizio consente di riscaldare i locali con temperature ridotte delle superfici radianti. Sono state proprio queste evoluzioni a consentire la realizzazione di impianti sempre più affidabili e con elevate prestazioni termiche. Tale stravolgimento ha consentito di dare un contributo valido al fabbisogno energetico delle strutture. Il livello di integrazione è cresciuto di pari passo con

l'avanzamento tecnologico dei sistemi solari termici, dando un contributo sempre più evidente e tangibile. Le tecnologie, oggi presenti in commercio, idonee a queste applicazioni sono due:

- collettore solare piano;
- collettore solare a tubi evacuati.

Si riporta in Figura 1 la curva di efficienza di un collettore solare piano (curva nera) e di un collettore solare sottovuoto (curva grigia). E' evidente come i pannelli a tubi sotto vuoto siano meno esposti ad un decadimento delle prestazioni dovuto a temperature dell'ambiente esterno inferiori:

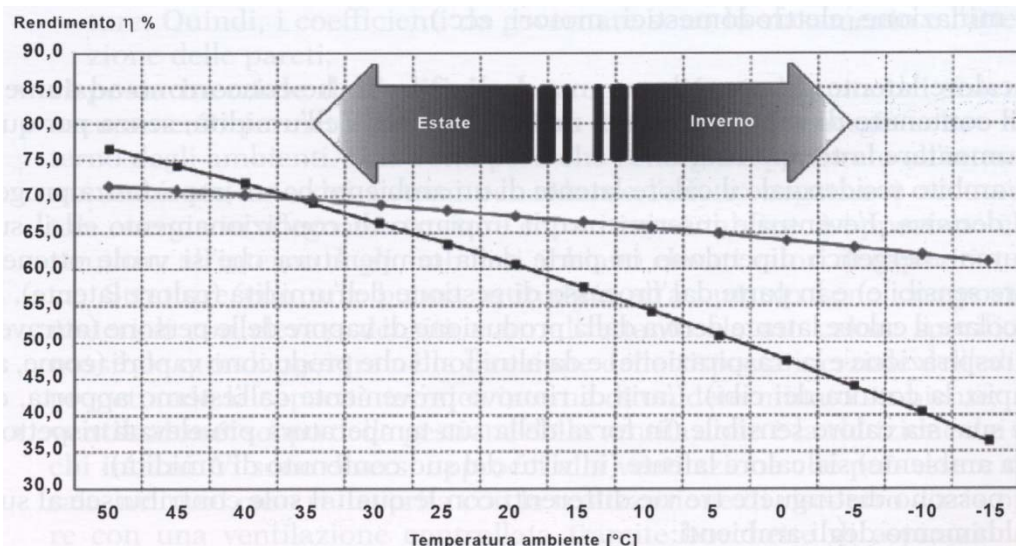


Figura 1: Curva di efficienza con irraggiamento a 800 W/m^2 e temperatura media interna fluido termovettore $50 \text{ }^\circ\text{C}$
Fonte: Sistemi solari termici per la climatizzazione (Villarini, Germanò, Fontana, Limiti)

Il raffrescamento degli ambienti da fonte solare è diventata una valida alternativa ai sistemi convenzionali da quando, soprattutto negli ultimi anni, la domanda di elettricità nel periodo estivo ha raggiunto picchi estremi per l'uso eccessivo dei tradizionali condizionatori d'aria, fino a causare talvolta dei black out della rete elettrica.

L'uso dell'energia solare per produrre il freddo diventa quindi un'opportunità vantaggiosa, come dimostrato dai numerosi progetti pilota realizzati anche in Europa, soprattutto in Germania e Spagna. L'utilizzo dell'energia solare per il raffrescamento degli edifici risulta essere un'ipotesi non priva di attrattive, anche perché il periodo che fa registrare la maggiore richiesta di condizionamento coincide proprio con i mesi durante i quali la radiazione solare è al massimo e le giornate sono più lunghe, Figura 2:

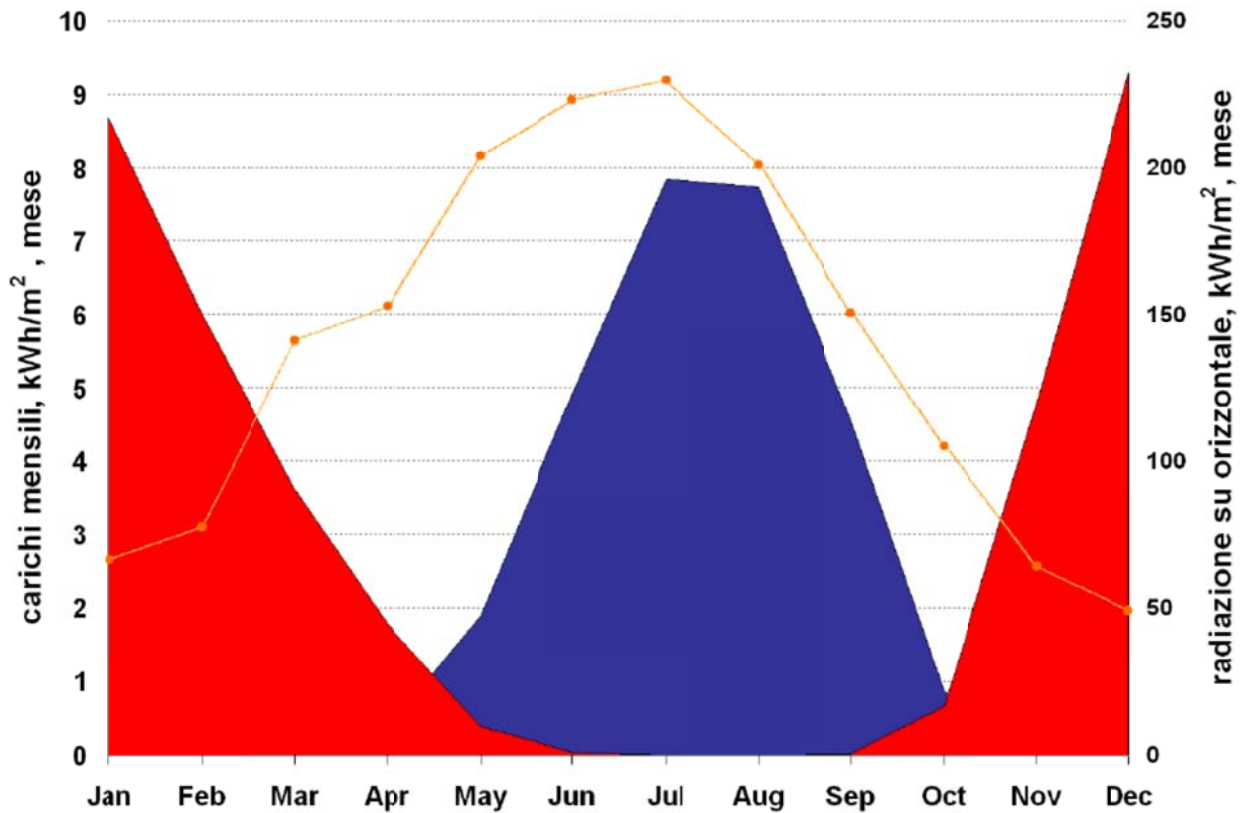


Figura 2: Andamento richiesta Energia Frigorifera

I sistemi di climatizzazione ad energia solare possiedono l'indubbio vantaggio di utilizzare fluidi di lavoro innocui, come l'acqua o le soluzioni saline. Sono rispettosi dell'ambiente, rispondono a criteri di efficienza energetica e possono essere usati, da soli o integrati ai sistemi di condizionamento tradizionali, per migliorare la qualità dell'aria all'interno di qualsiasi tipo di edificio. Il loro principale obiettivo è quello di utilizzare tecnologie ad "emissione zero" per ridurre i consumi di energia nonché le emissioni di CO₂.

Il principio generale di questi sistemi di climatizzazione è la produzione di freddo a partire da una sorgente di calore. In sintesi i passaggi che descrivono la produzione sono riassunti in Figura 3:

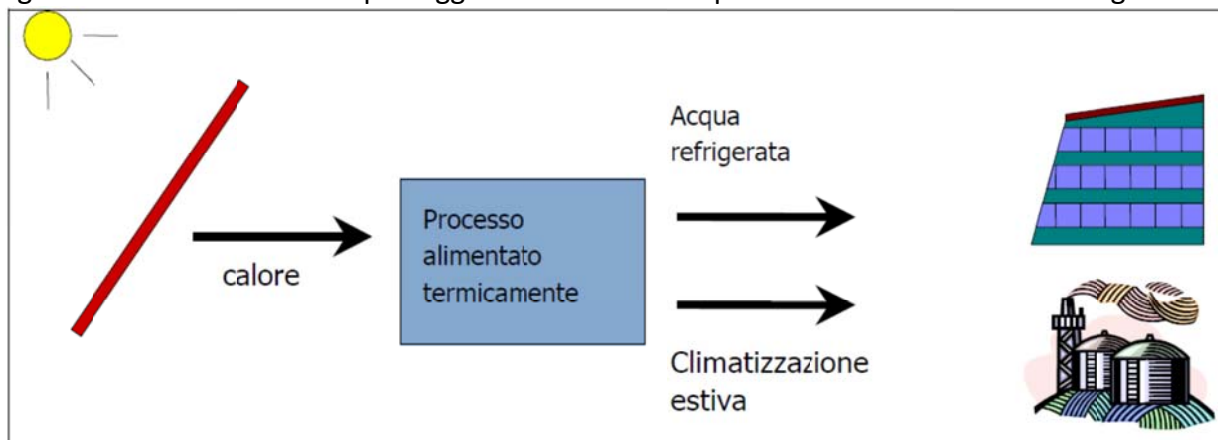


Figura 3: Principio di funzionamento per il condizionamento con sorgenti calde

- la sorgente di calore “**sole**” irraggia energia che viene assorbita dai collettori solari;
- la produzione di freddo avviene per mezzo di macchine frigorifere che vengono alimentate con l’acqua calda prodotta dai collettori solari;
- il fluido freddo termovettore, acqua o aria a seconda del tipo di macchina, viene impiegato ai fini del condizionamento degli ambienti.

2. IL RISCALDAMENTO DEGLI AMBIENTI TRAMITE SISTEMI SOLARI: SOLAR HEATING

Il riscaldamento degli ambienti, mediante l'utilizzo di pannelli solari, non è più da alcuni anni un esercizio solo per laboratori di ricerca ma è una realtà abbastanza consolidata. Tale sistema garantisce un funzionamento ottimale qualora vengano rispettati i seguenti requisiti:

- un impianto di riscaldamento a bassa temperatura, a pannelli radianti a pavimento/parete/soffitto, o a temperatura medio-bassa mediante ventilconvettori;
- un sistema di pannelli solari ad alta efficienza in grado di assicurare l'energia, o una parte di essa (integrazione), necessaria al mantenimento delle temperature di comfort nell'ambiente anche durante le stagioni più rigide;
- un accumulo per l'energia termica (proveniente da sistema solare, caldaia, ecc.);
- un sistema in grado di garantire la produzione del calore, in caso di carenza della radiazione solare.

Durante il funzionamento invernale, con la tecnologia del solar heating, il campo solare produce l'acqua calda in luogo di un tradizionale sistema di produzione del calore alimentato con combustibili fossili; l'acqua calda così prodotta viene successivamente stoccata in un serbatoio di accumulo dal quale viene inviata all'interno dell'edificio con la possibilità di alimentare sia il circuito dell'acqua calda sanitaria che sia il circuito di riscaldamento (Figura 4):

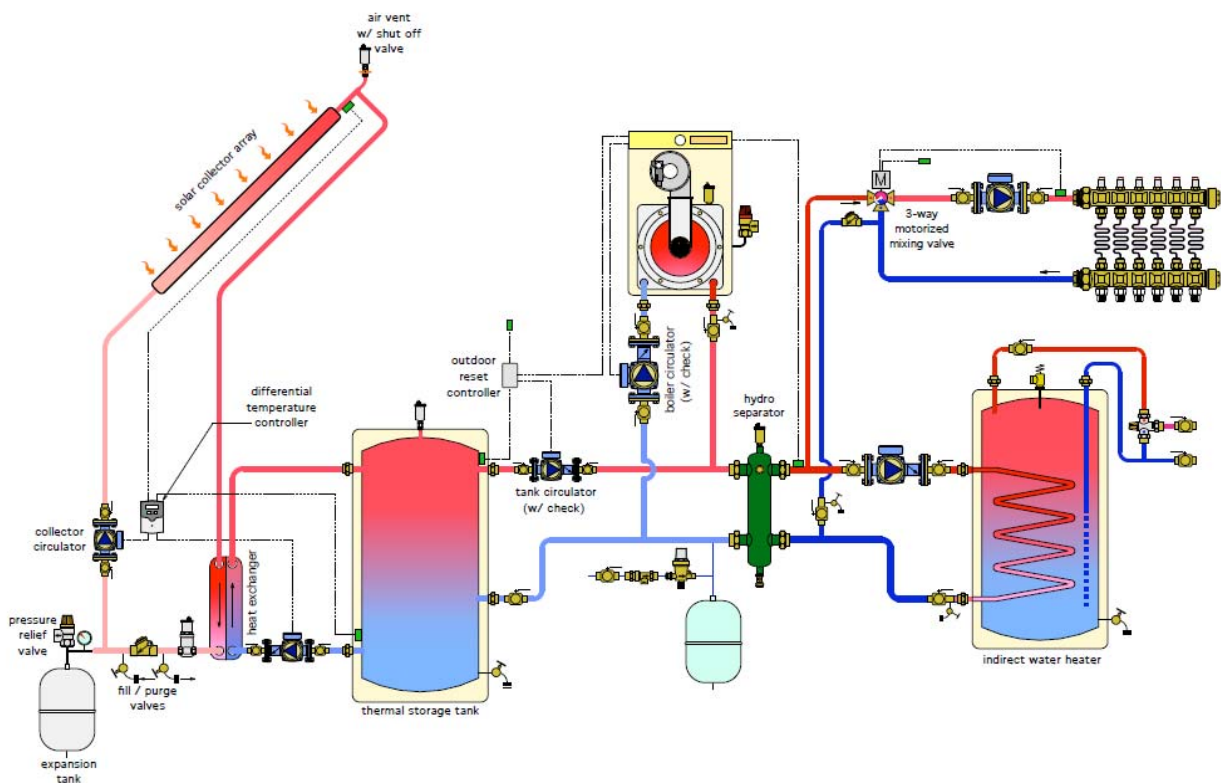


Figura 4: schema di funzionamento di un impianto di solar heating (Fonte: <http://www.solarpanelsplus.com>)

2.1 Impianti di riscaldamento a bassa temperatura

La fonte solare si coniuga bene con i sistemi di riscaldamento a bassa temperatura quali i pannelli radianti a pavimento che grazie alla loro elevata superficie disperdente richiedono temperature più basse per il fluido termovettore in ingresso; tipicamente questi terminali di impianto lavorano con acqua calda in ingresso a 40°C consentendo già di avere un risparmio energetico, rispetto a sistemi a temperatura più alta, che viene accresciuto dal loro accoppiamento con sistemi, come la fonte solare, che vedono accrescere la loro efficienza al diminuire della temperatura da fornire.

I sistemi radianti sono sistemi finalizzati alla distribuzione dell'energia per il riscaldamento ed il raffrescamento negli ambienti. Essi si basano prevalentemente sullo scambio di calore per irraggiamento attraverso elevate superfici di scambio (da qui il nome di impianti radianti). I radiatori, ad esempio, non possono vantare come primaria forma di scambio termico l'irraggiamento bensì la convezione: ciò è dovuto alle temperature elevate e alle superfici ridotte di questi terminali. I sistemi radianti, invece, possono contare su superfici notevoli distribuite in tutto l'ambiente, non necessitando di temperature elevate in punti concentrati che sono causa di discomfort termici (Figure 5a e 5b):

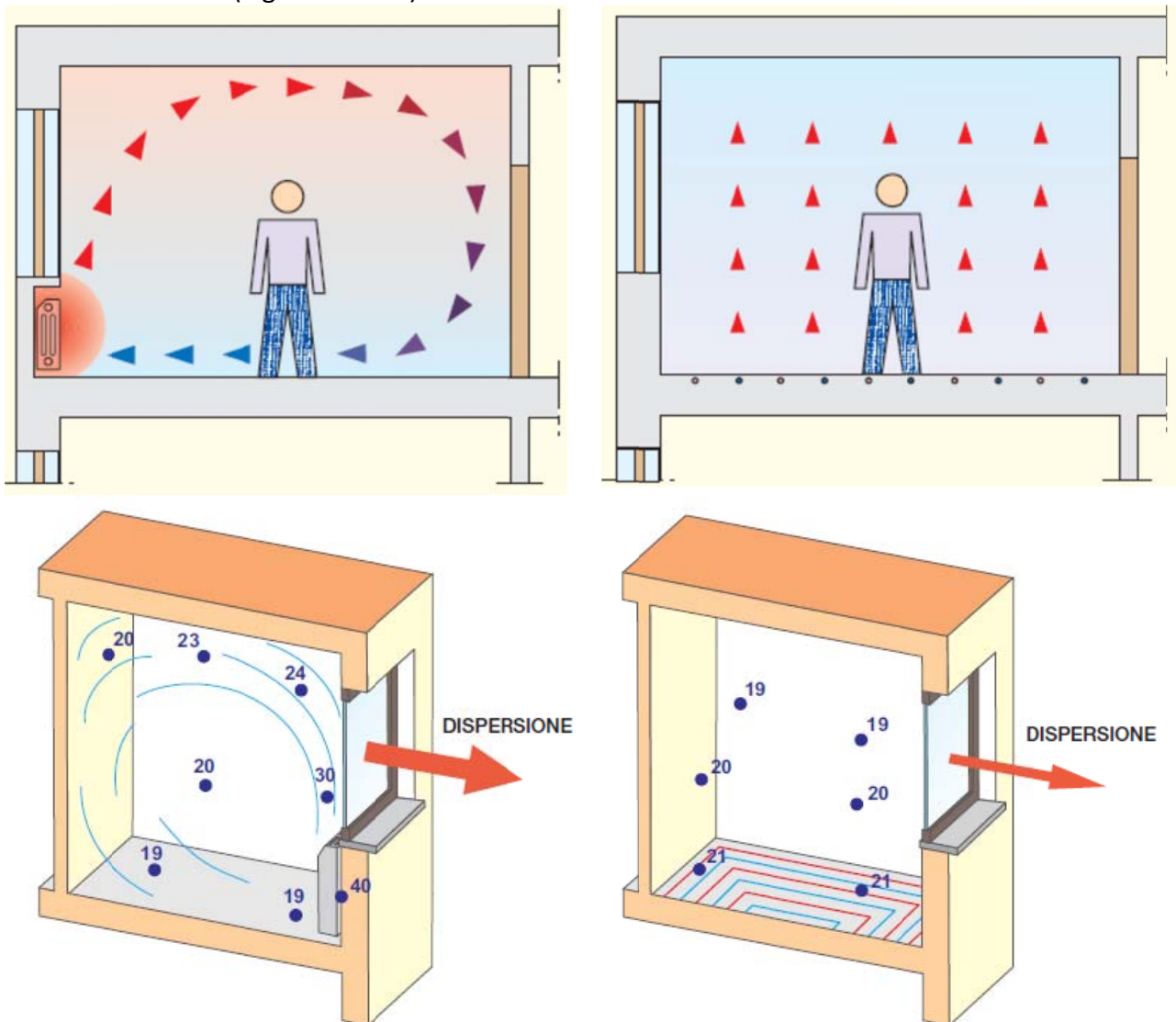


Figura 5a: Impianto tradizionale

Fonte: Caleffi (Rivista Idraulica n°21), Valsir (Sistema di riscaldamento a pavimento)

Figura 5b: Riscaldamento a pavimento

Il sistema radiante è un sistema costituito da tubi, generalmente in materiale plastico, non in vista ma inseriti all'interno delle strutture di un locale (pavimento, parete, soffitto) e distribuiti in modo da raggiungere in maniera omogenea tutto il volume costituito dalla proiezione della superficie in cui sono installati. Il calore viene trasmesso dai tubi al pavimento che diventa una vera e propria superficie radiante e quindi un sistema emissivo equidistribuito. Proprio questa caratteristica della omogeneità spaziale consente di utilizzare, all'interno di questi tubi, un fluido a bassa temperatura o più correttamente caratterizzato da un ΔT ridotto rispetto alla temperatura esterna. Tale differenziale termico è ridotto sia nel caso invernale che estivo. A differenza dei sistemi radianti, i radiatori tradizionali ubicati in un determinato punto di un vano hanno bisogno di temperature che raggiungono i 70-80 °C per essere in grado di riscaldare tutte le estremità del locale. Infatti, il calore in quel caso proviene da piccole superfici scambianti. Tale caratteristica non garantisce un comfort termico ideale, provocando situazioni di asimmetria radiante che possono essere causa di insoddisfazione tra le persone che occupano quell'ambiente.

I sistemi radianti hanno i seguenti **vantaggi**:

- risparmio energetico dovuto alle minori temperature in gioco (possibilità di utilizzo di pompe di calore, caldaie a condensazione);
- minori costi di esercizio per via del minor dispendio energetico;
- comfort termico per migliore distribuzione delle temperature in ambiente (temperature più alte in basso);
- minori ΔT riducono di molto il sollevamento di polvere negli ambienti dovuto a moti convettivi;
- la minore temperatura ambiente agevola la respirazione delle persone presenti;
- assenza di fenomeni convettivi causa di riscaldamento e ricaduta di polveri;
- aspetto estetico legato all'assenza di corpi scaldanti o di unità interne;
- aspetto pratico dell'assenza di ingombri dovuti a corpi scaldanti o ad unità interne;
- silenziosità per la bassa velocità dell'acqua all'interno delle tubazioni;
- maggiore durata nel tempo e minore esigenza di manutenzione se installati a regola d'arte;
- alimentazione dei pannelli radianti tramite sistema solare termico grazie alle basse temperature dell'acqua richieste (intorno ai 40 °C);
- tubazioni della rete di riscaldamento non necessariamente installate sulle pareti perimetrali dell'edificio evitando così problemi di congelamento dell'acqua durante il fermo degli impianti.

Gli **svantaggi** di un sistema radiante sono i seguenti:

- elevata inerzia termica (costante di tempo da 4 a 10 ore a seconda della tipologia) e quindi regolazione meno flessibile e più complessa. Tale problematica può essere comunque superata prevedendo dei massetti ribassati o addirittura i moderni sistemi a secco che non prevedono la realizzazione del massetto in calcestruzzo;
- necessità di una progettazione più accurata;
- installazione con maggiori complicazioni e più facilmente inseribile in edifici di nuova costruzione;
- in caso di compresenza di impianti tradizionali, ad esempio a radiatori, la centrale termica dovrà approvvigionare la rete di riscaldamento dell'acqua a due livelli termici diversi, uno basso per i sistemi radianti e uno più alto per quelli tradizionali;

- impegno di alcuni centimetri di spessore in più al pavimento;
- necessità di regolare l'umidità con altri sistemi (deumidificatori, impianto ad aria primaria) nel caso estivo;
- maggiori costi iniziali.

La norma che stabilisce le definizioni, il calcolo della potenza emissiva dell'impianto, i criteri generali di dimensionamento, l'installazione e la scelta dei componenti degli impianti di riscaldamento a pavimento è la **UNI EN 1264**, che è costituita da quattro parti. Di seguito si riportano le massime temperature del pavimento imposte dalla norma:

- 29 °C nelle zone di soggiorno;
- 33°C nei bagni o zone simili;
- 35 °C nelle zone periferiche.

Utilizzando come temperature del pavimento le massime imposte dalla norma, in Figura 6 si riportano i valori di resa termica calcolati nelle condizioni riportate nei dati generali:

Dati generali	
Temperatura di mandata	37°C
Temperatura di ritorno	32°C
Temperatura ambiente	20°C
Tubo	Mixal 16x2
Conducibilità del calcestruzzo	1,28 W/mK
Spessore del calcestruzzo	5 cm

Rivestimento ceramica 10 mm ($R_{\lambda,B} = 0,01 \text{ m}^2\text{K/W}$)

Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m ²]	q	98	91	85	74	65	60	50	50
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{f,m}$	28,8	28,3	27,8	26,8	26,0	25,7	24,7	24,7

Rivestimento cotto 15 mm ($R_{\lambda,B} = 0,0167 \text{ m}^2\text{K/W}$)

Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m ²]	q	94	87	81	71	62	58	48	42
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{f,m}$	28,5	27,9	27,4	26,6	25,8	25,5	24,6	24,1

Rivestimento parquet 12 mm ($R_{\lambda,B} = 0,06 \text{ m}^2\text{K/W}$)

Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m ²]	q	72	68	64	57	51	48	40	36
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{f,m}$	26,6	26,3	26,0	25,4	24,8	24,6	23,9	23,6

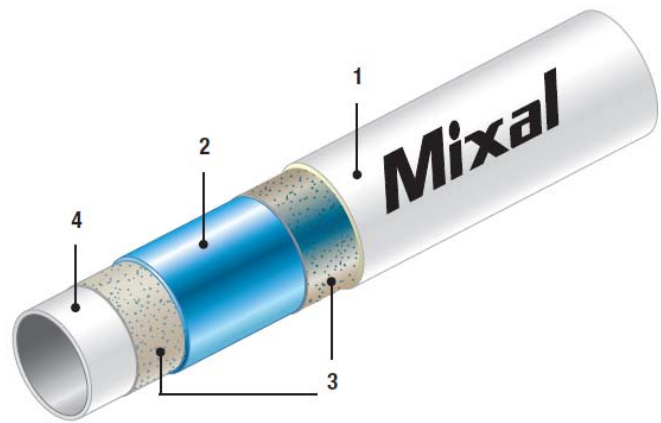
Rivestimento moquette 10 mm ($R_{\lambda,B} = 0,11 \text{ m}^2\text{K/W}$)

Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m ²]	q	57	54	51	46	42	40	35	32
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{f,m}$	25,4	25,1	24,9	24,5	24,1	23,9	23,4	23,2

Figura 6: Valori di resa termica calcolati sui valori indicati nella tabella dei dati generali (Fonte:Valsir)
Tubo multistrato ValsirMIXAL 16x2 (diametro x spessore):

STRATIGRAFIA:

- 1- Strato esterno di polietilene alta densità PE-HD;
- 2- Strato intermedio in lega d'alluminio saldato testa a testa in direzione assiale;
- 3- Due strati leganti di adesivo che uniscono il tubo metallico intermedio agli strati plastici esterno ed interno;
- 4- Strato interno di polietilene reticolato PE-Xb.



2.2 Logica di regolazione dell'impianto in funzionamento invernale

Questi impianti necessitano di una logica di regolazione ben definita per funzionare al massimo dell'efficienza. Durante il giorno, in presenza di irraggiamento, una centralina elettronica, dotata di opportune sonde di temperatura e dei necessari automatismi, ha la funzione di gestire automaticamente l'intero sistema di riscaldamento. La centralina di controllo, sulla base del segnale proveniente dalle sonde termiche posizionate sul campo solare e nell'accumulo, attiva la circolazione del fluido termovettore del circuito primario trasferendo energia all'accumulo termico. Quest'ultimo, soprattutto per impianti di riscaldamento a bassa temperatura, sarà del tipo combinato, al fine di servire l'impianto di riscaldamento e il sanitario.

La centralina, tramite differenti sonde poste a varie altezze del bollitore (accumulo), controlla la stratificazione e gestisce l'integrazione attraverso sistemi di generazione del calore convenzionali (es. caldaie o pompe di calore). **La regolazione dell'impianto è fondamentale** in quanto, rilevando temperatura insufficiente per l'utenza, fornisce il consenso all'avviamento/spegnimento del solare e della macchina termica che contribuirà a portare il volano alla temperatura desiderata. In genere, per impianti di riscaldamento a bassa temperatura, è buona norma far lavorare la parte centrale dell'accumulo a servizio dell'impianto di riscaldamento e la parte alta per la produzione del sanitario. Si tende, pertanto, a far lavorare la caldaia o la pompa di calore in due modalità differenti e su due parti del volano:

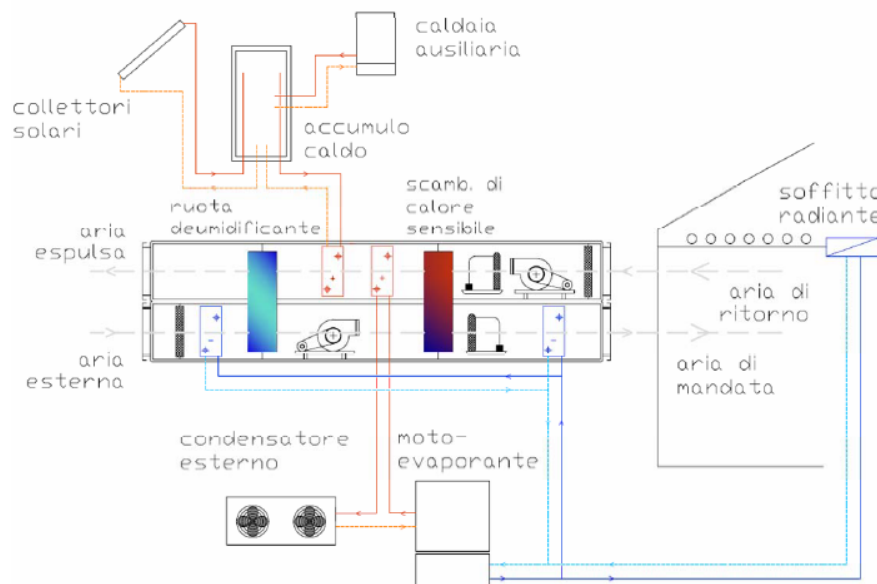
- nella parte centrale con temperature più basse. Tale aspetto risulta fondamentale in quanto temperature troppo elevate causerebbero l'assenza del differenziale tra il volano e il campo solare, limitando fortemente il trasferimento di energia;
- nella parte alta con temperature più elevate, idonee alla produzione dell'acqua calda sanitaria.

Si può pertanto constatare come il volano e la gestione delle temperature al suo interno siano aspetti fondamentali per il corretto funzionamento dell'impianto solare, soprattutto nei mesi invernali dove il contributo del solare è limitato ed è importante riuscire ad accumulare correttamente la maggior quantità di energia possibile.

3. IL CONDIZIONAMENTO DEGLI AMBIENTI TRAMITE SISTEMI SOLARI: SOLAR COOLING

La forte crescita della domanda di raffrescamento ed aria condizionata negli edifici, di cui è previsto un continuo aumento nei prossimi decenni, ha fatto rilevare, come detto, un elevato consumo di elettricità durante il periodo estivo: infatti fino ad oggi per il raffrescamento estivo si sono prevalentemente utilizzati impianti di condizionamento con macchine frigorifere a compressione il cui compressore è trascinato meccanicamente da un motore che assorbe energia elettrica; questa è la causa principale dell'aumento del picco di potenza elettrica richiesto nella stagione estiva, che, in numerosi casi, raggiunge la capacità limite delle reti. L'emissione di gas ad effetto serra, che cresce con la produzione di energia da fonti fossili e con l'utilizzo di fluidi refrigeranti climalteranti, aggrava ulteriormente il processo a catena che è la causa dei cambiamenti climatici della nostra era.

La forte crescita della domanda di raffrescamento è confermata, altresì, dall'espansione del mercato dei condizionatori: in meno di dieci anni le unità in commercio si sono più che quintuplicate. Per seguire questa tendenza diventano quindi interessanti nuovi concetti di edifici, che mirano, da una parte, alla riduzione dei carichi di raffrescamento tramite misure passive ed innovative e, dall'altra, all'utilizzo di **soluzioni alternative per coprire la restante domanda di raffrescamento**. L'impiego di impianti di condizionamento alternativi a quelli tradizionali è rappresentato, principalmente, dagli impianti ad energia solare che garantiscono ridotti consumi elettrici e che sono in grado di sfruttare l'energia solare ampiamente disponibile proprio nel periodo di massima richiesta di condizionamento. I sistemi che convertono un apporto termico in un output frigorifero si possono classificare principalmente in due tipologie: sistemi a ciclo aperto e sistemi a ciclo chiuso. I sistemi basati su un **ciclo aperto** (Figura 7) utilizzano l'acqua in raffreddamento per il trattamento diretto dell'aria; per questo è sempre richiesta una rete di distribuzione del freddo basata su un sistema di ventilazione.



- Soffitto radiante per carico sensibile
- UTA DEC per il cambio d'aria e il controllo di umidità
- Calore proveniente dall'impianto solare per la rigenerazione della ruota deumidificante (a 70 – 80°C)
- Motoevaporante fornisce l'energia frigorifera per il soffitto radiante e per le due batterie fredde
- Il calore rigettato dal condensatore viene usato per il preriscaldamento dell'aria di rigenerazione (50 – 55°C)

Figura 7: Sistema aperto abbinato ad impianti radianti alimentati da gruppo frigo a compressione
(Fonte: Dipartimento di Ricerche Energetiche ed Ambientali dell'Università degli Studi di Palermo)

I **sistemi chiusi** (Figura 8), invece, sono costituiti da macchine frigorifere alimentate da vettori termici, acqua calda o vapore, che producono acqua refrigerata; il fluido termovettore può essere impiegato direttamente nelle unità di trattamento degli impianti di condizionamento ad

aria (raffreddamento o deumidificazione nelle batterie dell'impianto) o distribuita attraverso una rete di tubazioni ai terminali di condizionamento decentralizzati nei vari locali da climatizzare. Possono essere utilizzati con qualsiasi tecnologia di distribuzione del freddo (sistemi di ventilazione, fancoils, superfici radianti).

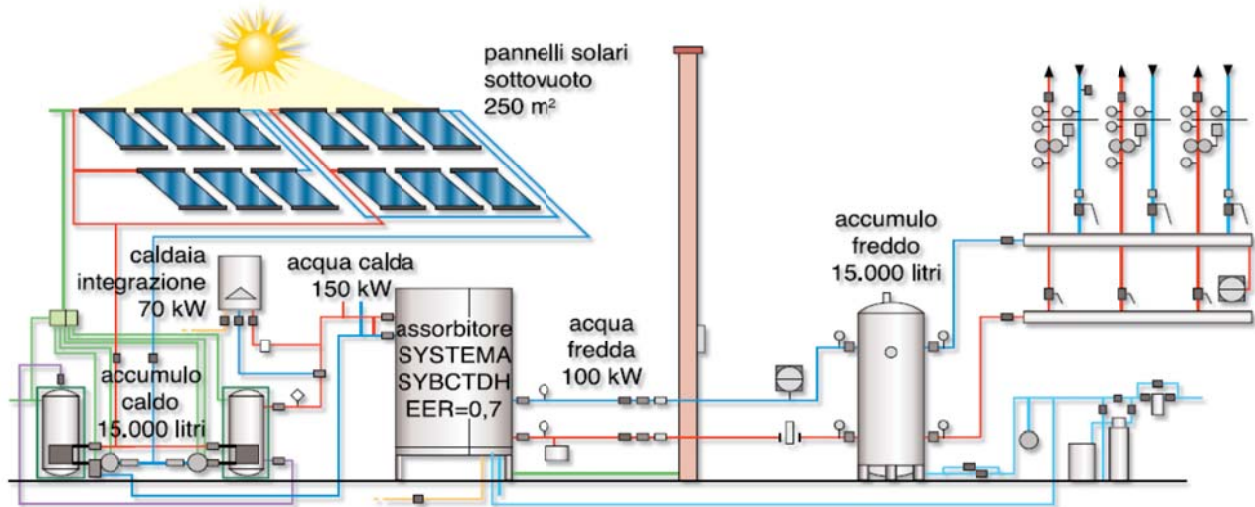


Figura 8: Sistema chiuso. Impianto SOLAR COOLING con caldaia d'integrazione e sistemi d'accumulo per acqua calda ed acqua refrigerata. Schema idraulico indicativo
Fonte: SYSTEMA S.P.A.: Gruppo frigo e torre evaporativa monoblocco

In questo segmento del mercato esistono due tipologie di macchine frigorifere:

- ad assorbimento, le quali coprono circa l'80% del mercato;
- ad adsorbimento, con poche centinaia di applicazioni al mondo ma con crescente interesse per le applicazioni alimentate ad energia solare.

L'industria da anni (addirittura dal fine 800) ha reso disponibile refrigeratori ad assorbimento alimentati ad acqua calda- vapore - gas combustibili, ma solamente per potenze elevate. In questi ultimi anni la tecnologia del raffreddamento ad assorbimento ha fatto sorprendenti passi avanti, con l'impiego di nuovi materiali e componenti elettronici, elevando lo standard qualitativo delle macchine sia in termini di efficienza che di affidabilità. In particolare si è visto un forte sviluppo di macchine frigorifere ad assorbimento di piccola potenza alimentate direttamente con **acqua calda** (a 90°C) o surriscaldata (180°C) che come si può facilmente intuire, apre interessanti prospettive per l'utilizzo in coppia con collettori solari.

3.1 Gruppi frigo ad assorbimento e solar cooling

In un'epoca sempre più proiettata verso il recupero delle materie prime e dell'energia, le macchine frigorifere ad "assorbimento" si stanno diffondendo rapidamente perché in grado di produrre freddo, sfruttando cascami termici provenienti da impianti industriali, calore inutilizzato di sistemi di cogenerazione oppure il calore "gratuito" (come quello solare) senza richiedere energia meccanica. Tale sistema di produzione del freddo si sta diffondendo in alternativa alle macchine frigorifere per compressione; a differenza di queste, che sortiscono il proprio effetto frigorifero a partire da energia meccanica, le macchine ad assorbimento lo producono da energia termica. Il funzionamento della macchina ad assorbimento si basa, nei casi più comuni, sulla caratteristica della soluzione H₂O-LiBr, ovvero sull'affinità tra il refrigerante acqua e l'assorbente bromuro di litio, e sul fatto che, a parità di temperatura, la pressione del vapore d'acqua sopra il liquido della soluzione risulta essere minore della pressione di vapore saturo d'acqua.

Nella versione più comune (ciclo ad assorbimento semplice monostadio) la macchina ad assorbimento è un sistema tritermo operante essenzialmente su due pressioni. Un sistema tritermo è un sistema che lavora in modo prevalente su tre temperature: nella classica macchina ad assorbimento, il cui ciclo viene qui descritto, queste sono la temperatura del freddo prodotto, quella di cessione termica all'ambiente e quella più elevata dell'input termico alla macchina. Una rappresentazione semplice, ma suggestiva, del ciclo si può ottenere operando su di un diagramma temperatura-pressione, nel quale si possono appunto riconoscere per ciascuno dei quattro blocchi fondamentali della macchina i livelli di temperatura e pressione (Figura 9):

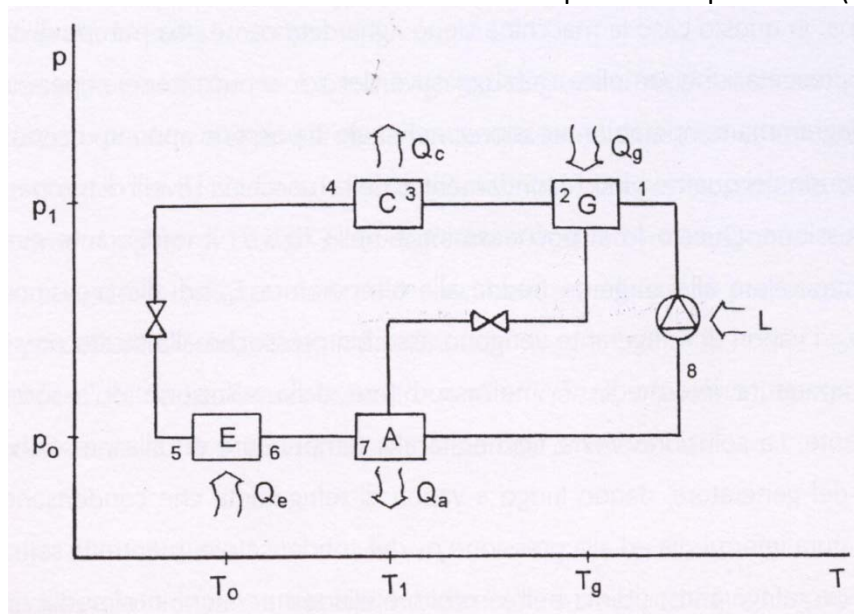


Figura 9: Schema a blocchi sul piano temperatura pressione di una macchina ad assorbimento elementare
Fonte: Pompe di calore (R. Lazzarin)

Il refrigerante evapora sottraendo calore alla sorgente fredda alla temperatura T_0 ed alla pressione più bassa p_0 ; i vapori di refrigerante vengono assorbiti pressoché alla stessa pressione alla temperatura intermedia T_1 nell'assorbitore dalla soluzione di assorbente-refrigerante. La soluzione viene rigenerata alla temperatura ed alla pressione più alta p_1 del generatore, dando luogo a vapori di refrigerante che condensano alla temperatura intermedia ed alla pressione p_1 del condensatore, mentre la soluzione povera (in refrigerante) ritorna nell'assorbitore alla temperatura intermedia ed alla pressione più bassa. L'evaporatore fornisce l'effetto frigorifero utile ovvero sottrae energia termica alla temperatura T_0 dalla sorgente fredda, mentre energia termica alla temperatura più alta di ciclo T_g va fornita al generatore. Assorbitore e condensatore devono essere adeguatamente raffreddati ad una temperatura intermedia. I passaggi del fluido dalla pressione più alta a quella più bassa (da condensatore ad evaporatore e da generatore ad assorbitore) avvengono attraverso un organo di laminazione. Il passaggio da pressione più bassa a più alta (da assorbitore a generatore) richiede evidentemente una fornitura di energia: poiché la soluzione è liquida risulta sufficiente l'intervento di una pompa, poco oneroso dal punto di vista energetico. L'acqua calda in ingresso cede calore al generatore (circa 90°C), mentre il condensatore e l'assorbitore cedono calore all'acqua di raffreddamento che esce riscaldata a bassa temperatura (circa 35°C) mentre l'evaporatore produce acqua refrigerata (temperatura che si attesta solitamente intorno ai 7°C). Questo fluido freddo costituisce l'output dell'impianto.

In Figura 10 si riporta uno schema "tipo" della macchina frigorifera ad assorbimento:

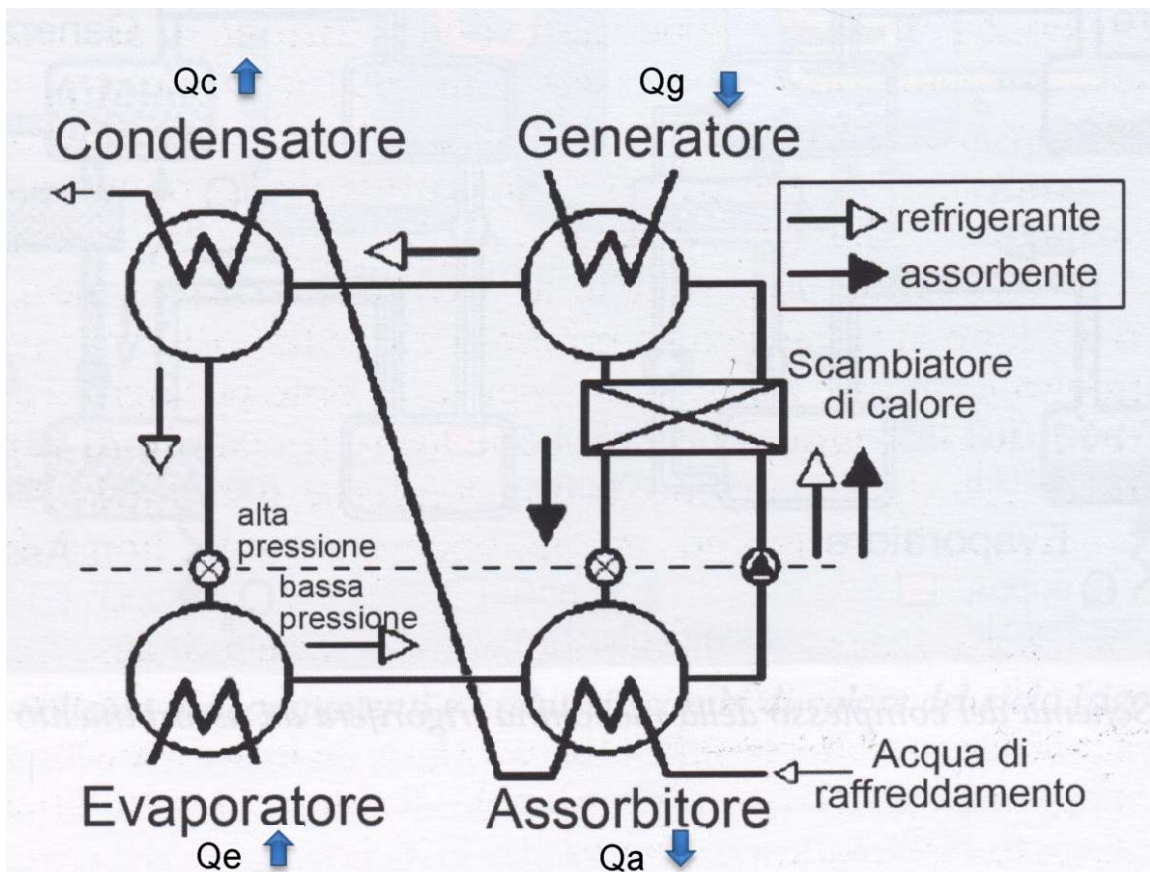


Figura 10: Schema del complesso della macchina frigorifera ad assorbimento (con scambiatore di calore tra i fluidi che si muovono tra assorbitore e generatore)

Fonte: Sistemi solari termici per la climatizzazione (Villarini, Germanò, Fontana, Limiti)

Nello schema è evidente che per effetto del calore Q_E fornito dall'esterno l'acqua presente nell'evaporatore evapora e viene assorbita dal recipiente (assorbitore) contenente la soluzione da dove si genera un flusso termico verso l'esterno Q_A . Tale soluzione ricca in acqua viene pompata nel generatore dove, mediante somministrazione di Q_G , si scinde e viene riportata alla concentrazione iniziale priva del vapor d'acqua, quindi rinviata all'assorbitore. Il vapor d'acqua separato nel generatore è inviato al condensatore dove appunto condensa e si ha cessione di Q_C . Osservando il collegamento tra il generatore e l'assorbitore, si nota il passaggio della soluzione concentrata calda (assorbente) che viene travasata nell'assorbitore e il travaso della soluzione diluita (refrigerante e assorbente) nel generatore. Inserendo uno scambiatore di calore tra i due flussi è possibile ridurre la temperatura della soluzione concentrata che entra nell'assorbitore, con aumento delle capacità assorbenti, e innalzare la temperatura della soluzione diluita che entra nel generatore riducendo l'ammontare di calore da fornire al sistema. Per asportare il calore necessario a condensare il liquido frigorifero ed il calore che si sviluppa nell'assorbitore è necessario realizzare appositi circuiti di raffreddamento. La maggior parte del calore che si sviluppa nell'assorbitore è il calore di condensazione del fluido frigorifero; circa la stessa quantità deve essere estratta dal condensatore. Considerando la differenza di pressione che è presente nei due componenti si conclude che la temperatura all'interno del condensatore sarà maggiore di quella all'interno dell'assorbitore. Il circuito di raffreddamento può essere, quindi, uno solo con ingresso nell'assorbitore ed uscita dal condensatore.

Come per ogni tipo di macchina refrigerante, il fluido frigorifero dovrebbe avere un calore di vaporizzazione alto e dovrebbe essere stabile, al fine di non renderne necessaria la sostituzione

dopo un certo periodo di tempo ed, infine, poco corrosivo, non infiammabile e non tossico. Le coppie impiegate comunemente nelle macchine ad assorbimento sono acqua-bromuro di litio ($H_2O-LiBr$) e ammoniaca-acqua (NH_3-H_2O). Nella coppia $H_2O-LiBr$ il refrigerante è l' H_2O (acqua) mentre nella coppia NH_3-H_2O il refrigerante è l' NH_3 (ammoniaca). Questa sostanza è ben più delicata da trattare rispetto all'acqua in quanto:

- volatile per cui è necessario rettificare la miscela acqua-ammoniaca che si libera al generatore per dividere i due componenti;
- tossica e infiammabile;
- richiede, inoltre, elevate pressioni di condensazione (>10 bar).

Per questo la coppia NH_3-H_2O è meno diffusa. Il suo vantaggio, tuttavia, sta nella possibilità di raffreddare a temperature inferiori agli $0\text{ }^\circ\text{C}$ e di utilizzare un circuito di raffreddamento ad aria. Nella coppia $H_2O-LiBr$, invece, il fluido refrigerante acqua ha una serie di pregi:

- è stabile;
- non è tossica;
- è facilmente reperibile;
- ha un alto calore latente di evaporazione.

Tuttavia la sua natura comporta l'impossibilità di scendere sotto gli $0\text{ }^\circ\text{C}$. La sostanza assorbente che si comporta da solvente è, invece, il bromuro di litio, che ha le seguenti caratteristiche:

- si tratta di un sale cristallino;
- è caratterizzato da una grande affinità con l'acqua;
- ha un alto punto di ebollizione;
- non è tossico.

La proposta di impiego dei **gruppi refrigeranti ad assorbimento** utilizzando acqua calda a bassa temperatura prodotta da impianti solari presenta una serie di **vantaggi**:

- l'azionamento delle macchine mediante l'energia termica contenuta nell'acqua calda si traduce ovviamente in una **drastica riduzione dei costi energetici**. I gruppi utilizzati possono essere assimilati a veri e propri recuperatori di energia e, pertanto, godere delle agevolazioni previste dalle leggi vigenti;
- **ridottissimi consumi di energia elettrica**: l'energia primaria utilizzata è quella termica, mentre l'energia elettrica viene impiegata esclusivamente per il funzionamento delle apparecchiature ausiliarie di controllo, di circolazione dei fluidi di lavoro e per lo smaltimento di calore. A titolo d'esempio, un assorbitore da 70 kW frigoriferi necessita di soli 0,6 kW elettrici;
- **installazione all'aperto**: le unità sono state studiate per essere installate anche in località con atmosfere particolarmente aggressive, come quelle marine ed industriali. I locali tecnici prima destinati ad accogliere la centrale frigorifera non sono più necessari. Nel caso di collocazione al coperto, le dimensioni assai ridotte delle macchine richiedono ingombri minimi;
- **elevata affidabilità** dei gruppi ad assorbimento, riconducibile al limitato numero di parti meccaniche in movimento. Questo comporta anche **ridotta manutenzione**, in quanto è ridotto anche il numero di componenti soggetti ad usura e, quindi, a controllo e sostituzione;
- **silenziosità e durata**: i gruppi, perfettamente insonorizzati, sono estremamente silenziosi e privi di vibrazioni. Sono quindi adatti per installazioni nei centri cittadini su lastrici solari,

terrazzi, sottotetti, giardini e cortili di costruzioni destinate ad attività commerciali, industriali e del terziario. L'assenza di attriti e conseguenti abrasioni meccaniche si traduce in una maggiore durata della macchina;

- **limitato impatto ambientale:** i gruppi non impiegano fluidi sintetici dannosi per l'ambiente. L'energia di alimentazione utilizzata limita inoltre l'emissione di combustioni nocive;
- **parzializzazione e controllo modulare:** per mantenere sempre elevata l'efficienza di funzionamento degli assorbitori è possibile effettuare per i gruppi modulari (più di una unità) un controllo a gradini, parzializzando il funzionamento degli stessi a seconda del carico termico esistente.

A fronte delle indiscutibili opportunità offerte dagli assorbitori, non vanno però trascurati gli aspetti di natura economica che ancora ostacolano il loro impiego. In primo luogo l'elevato costo degli assorbitori: questo aspetto è legato principalmente alle ridotte economie di scala non consentite da un mercato ancora poco sviluppato. Un incremento del loro impiego potrebbe portare ad importanti riduzioni di costo.

3.2 L'accumulo dell'energia termica e frigorifera

In un impianto di solar cooling riveste un ruolo fondamentale, rispetto all'efficienza dell'impianto, l'accumulo termico, la sua tipologia e le dimensioni in relazione alla superficie totale dei collettori. Per il funzionamento in continuo dell'impianto di solar cooling è necessario dimensionare correttamente il volume dell'accumulo. Gli accumuli di calore risultano essere elementi fondamentali per disaccoppiare la produzione di energia termica dal suo utilizzo in un impianto solar cooling. Nel solar cooling è possibile trovare sia accumuli di calore lato caldo che lato freddo. L'accumulo nel lato caldo ha lo scopo di immagazzinare il calore prodotto dai collettori solari per poi fornirlo, al momento necessario, al generatore della macchina frigorifera. L'accumulo dal lato freddo ha invece lo scopo di accumulare il freddo prodotto dalla macchina frigorifera quando si ha disponibilità di energia solare, per poi cederlo al sistema di diffusione del freddo quando richiesto. In Europa gli accumuli di calore lato caldo risultano essere più diffusi degli accumuli di freddo, basti pensare che in 33 impianti solar cooling analizzati dall'IEA solamente in 19 vi è la presenza di un accumulo di calore lato freddo mentre tutti prevedono la presenza di un accumulo di calore lato caldo. Proprio come per i collettori solari, anche per gli accumuli di calore le dimensioni a parità di potenza frigorifera installata variano estremamente da impianto ad impianto e da paese a paese.

GLI ACCUMULI DI CALDO

Come gli accumuli lato freddo, anche gli accumuli lato caldo risultano necessari per sopperire agli scompensi tra input solare e fabbisogno di riscaldamento e raffrescamento, in modo da accumulare l'energia solare e riuscire a soddisfare la richiesta di produzione di freddo (e di caldo se l'impianto solar cooling viene utilizzato anche nel periodo invernale per il riscaldamento) nonostante la variabilità dei fabbisogni. In tal senso si sottolinea che la maggior diffusione degli accumuli lato caldo nei sistemi solar cooling, rispetto agli accumuli lato freddo, è legata al fatto che, mentre questi ultimi vengono utilizzati solamente nel periodo estivo (ovvero quando vi è richiesta di raffrescamento), gli accumuli lato caldo vengono utilizzati sia nel periodo estivo che in quello invernale. Un'applicazione interessante per quanto riguarda gli accumuli lato caldo può essere quella di un doppio serbatoio di accumulo, con valvole di regolazione, per far fronte alla diversità dei carichi durante una stessa giornata, rendendo possibile sia un'elevata capacità di

accumulo nei periodi di massimo fabbisogno, sia una maggiore efficienza nei periodi di minore richiesta (senza sovradimensionare il sistema).

Nel caso in cui si preveda che l'accumulo di energia termica non sia sufficiente a soddisfare la domanda durante i periodi di picco può essere necessario prevedere l'installazione di una sorgente ausiliaria. Se la sorgente ausiliaria è disposta in serie rispetto all'accumulo allora essa consente di aumentare la temperatura dell'acqua calda in uscita dall'accumulo, in tal caso si dice che agisce da *booster*. Se invece la sorgente ausiliaria è disposta in parallelo rispetto all'accumulo allora essa deve essere in grado di soddisfare completamente il fabbisogno termico nel caso l'accumulo non sia sufficiente.

Dal momento che l'obiettivo di un sistema *solar cooling* è quello di minimizzare l'utilizzo di fonti convenzionali di energia, la prima soluzione sembra essere preferibile, anche se ciò non è sempre e necessariamente vero in quanto a volte è difficile ottenere limitati aumenti di temperatura dell'acqua in uscita dall'accumulo, a meno che la fonte ausiliaria non sia dotata di sistemi particolari di regolazione.

GLI ACCUMULI DI FREDDO

Lo scopo dell'accumulo di freddo è quello di introdurre uno scarto in termini di tempo tra la produzione di freddo tramite la macchina frigorifera e la sua utilizzazione per la climatizzazione. Questa differenza temporale può essere di alcune ore, ma può essere anche di alcune settimane o addirittura mesi a seconda del caso che si tratti di un *accumulo giornaliero* o di un *accumulo stagionale*. L'utilizzo dell'accumulo freddo, per impianti di solar cooling, è dettato dalla necessità di risolvere i problemi di funzionamento discontinuo della macchina ad assorbimento in quanto il regime intermittente può essere molto penalizzante. Oltre ad influenzare positivamente le prestazioni della macchina, l'accumulo freddo permette di realizzare impianti con minori potenze frigorifere installate. E' interessante inoltre sottolineare come in realtà le inefficienze insite negli accumuli giornalieri non implicano necessariamente uno spreco energetico in quanto, ad esempio, si possono ottenere COP più elevati derivanti da un funzionamento delle macchine frigorifere più regolare grazie a minor esigenze di modulazione.

Di particolare interesse risulta essere uno studio di Bo He e F. Setterwall nel quale si conclude che i principali vantaggi di un accumulo freddo sono:

- la riduzione del costo operativo dell'impianto;
- un funzionamento meno intermittente della macchina ad assorbimento;
- la riduzione della taglia dell'equipaggiamento per il raffreddamento;
- l'aumento della flessibilità operativa.

ACCUMULI DI CALORE PCM

Tra gli accumuli a breve termine si possono trovare (Figura 11):

- gli *accumuli sensibili*;
- gli *accumuli a cambiamento di fase* ovvero *PCM (PhaseChangeMaterials)*.

Negli *accumuli sensibili* l'energia termica viene accumulata innalzando la temperatura di un materiale e di conseguenza la quantità di calore accumulata viene calcolata come segue:

$$Q = \int_{T_i}^{T_f} m C_p \Delta T$$

dove:

T_i = temperatura iniziale della sostanza;

T_f = temperatura finale della sostanza;

m = massa della sostanza;

C_p = calore specifico della sostanza.

Nella stragrande maggioranza dei casi (la quasi totalità per quanto riguarda il solar cooling) si ha a che fare con accumuli d'acqua, sia nel lato caldo che nel lato freddo, grazie alle sue ottime caratteristiche di economicità e capacità termica.

Per quanto riguarda gli **accumuli a cambiamento di fase** invece la quantità di calore immagazzinata nell'accumulo viene calcolata come segue:

$$Q = \int_{T_i}^{T_m} m C_p dT + m a_m \Delta h_m + \int_{T_m}^{T_f} m C_p dT$$

dove:

T_m = temperatura di fusione del materiale;

a_m = frazione di materiale fuso;

Δh_m = calore latente di fusione del materiale per unità di massa.

A differenza degli accumuli sensibili, gli accumuli contenenti PCM, durante il cambiamento di fase, assorbono e rilasciano calore ad una temperatura pressoché costante, immagazzinando, a parità di temperatura, fino a 14 volte più calore rispetto a quelli sensibili (ovviamente maggiore sarà il calore latente di fusione maggiore sarà il calore immagazzinato a temperatura costante).

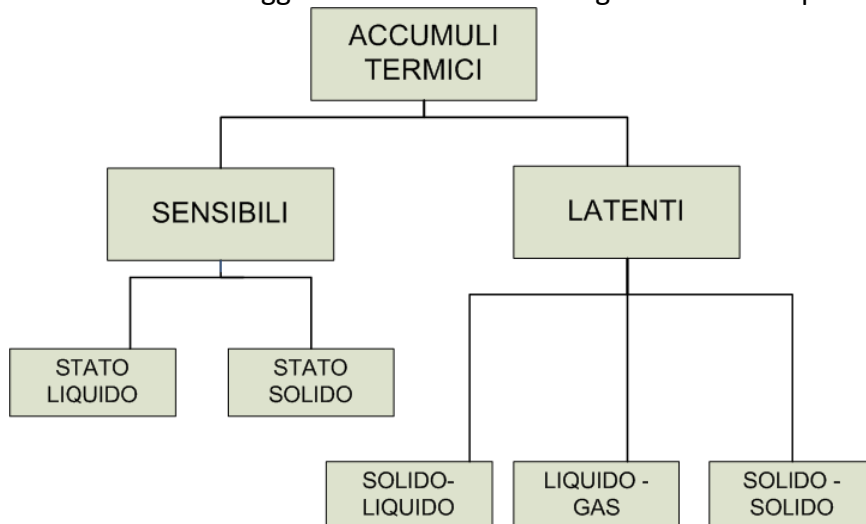


FIGURA 11: Classificazione degli accumuli termici a breve termine

Come è possibile notare in Figura 11, il cambiamento di fase del materiale può avvenire attraverso le seguenti trasformazioni di stato: *solido-solido*, *liquido-gas* e *solido-liquido*.

Nelle trasformazioni *solido-solido* il calore viene accumulato mentre avviene una trasformazione nel materiale da un tipo di cristallizzazione ad un altro. Queste trasformazioni sono caratterizzate

in genere da un calore latente inferiore rispetto alle trasformazioni solido-liquido. Il vantaggio nell'utilizzo di accumuli di questo tipo consiste in una maggior facilità nella progettazione e nel design degli accumuli stessi. Per tali accumuli i materiali più promettenti risultano essere le soluzioni solide organiche di pentaerythritol, Li_2SO_4 e KHF_2 .

I cambiamenti di fase di tipo *liquido-gas*, *gas-liquido* consentono invece un elevato scambio di calore latente, ma le elevate variazioni dei volumi che avvengono durante la trasformazione di fase implicano grossi problemi nella gestione dell'accumulo. Queste elevate variazioni di volume rendono quindi necessario l'utilizzo di sistemi di accumulo complessi e di conseguenza si opta in genere per l'utilizzo di accumuli a cambiamento di fase *solido-liquido*.

I cambiamenti di fase tipicamente **solido-liquido**, **liquido-solido** comportano uno scambio di calore latente inferiore rispetto alle trasformazioni *liquido-gas*, tuttavia consentono una variazione di volume molto minore (nell'ordine del 10% o meno). Dalla letteratura è emerso che questa tipologia di accumuli risulta essere sia **quella economicamente più conveniente** sia **quella più utilizzata**.

3.3 Coesistenza tra sistemi a pannelli radianti e fan-coils

La diffusione dei sistemi radianti sta acquisendo oggi sempre più importanza anche nell'ottica del raffrescamento. L'utilizzo estivo di questi sistemi richiama l'attenzione sui criteri di regolazione della temperatura dell'acqua refrigerata. La temperatura del sistema radiante, infatti, non può scendere al di sotto di quella di rugiada dell'aria in ambiente in quanto la condensazione della componente umida dell'aria danneggerebbe strutture e materiali. Per questo motivo, al fine di un opportuno controllo dell'umidità, sono previste macchine per la deumidificazione.

Il raffrescamento coi pannelli ha due precisi limiti: **la bassa resa frigorifera** e **l'incapacità** (a differenza dei ventilconvettori edei Split system) **di deumidificare l'aria ambiente**. E raffrescare l'aria senza deumidificarla può far crescere troppo la sua umidità relativa (U.R.). Consideriamo, ad esempio, il caso di un locale con aria a: $t = 32^\circ\text{C}$; U.R. = 60%. Se raffreddiamo tale aria, senza deumidificarla, fino a: $t = 26^\circ\text{C}$ la sua nuova umidità relativa (determinabile con l'aiuto di un diagramma psicrometrico) risulta: U.R. = 90%, valore del tutto inaccettabile, in quanto, per poter ottenere valide condizioni di benessere termico, **l'U.R. non deve superare il 65-70%**.

Per deumidificare scuole, musei o altri edifici con grandi volumi si possono utilizzare macchine tradizionali di trattamento aria con batterie di raffreddamento e post-riscaldamento. Per **case e alloggi residenziali** si possono, invece, utilizzare sia **ventilconvettori** che deumidificatori. I ventilconvettori (per poter deumidificare l'aria) devono essere serviti con acqua a temperatura molto bassa (ad es. mandata/ritorno $7^\circ/12^\circ\text{C}$). **Hanno inoltre il vantaggio di poter integrare la resa frigorifera dei pannelli**.

I ventilconvettori (o fan-coils) sono terminali che cedono (o sottraggono) calore all'ambiente prevalentemente per convezione forzata. Sono costituiti da una o due batterie alettate di scambio, da uno o due ventilatori centrifughi (a velocità selezionabili), da una presa dell'aria (dal basso o frontale) con relativo filtro, da una bacinella di raccolta della condensa (la cui formazione è dovuta al verificarsi della condizione: $T_{supbatt} < T_{rugiada}$) e da un involucro di contenimento (in lamiera verniciata o materiale plastico). Questo tipo di unità terminale consente, grazie al ricorso allo scambio termico di tipo forzato, di ottenere anche il raffrescamento estivo, realizzato facendo circolare acqua refrigerata nella batteria alettata. In questa situazione l'aria umida che entra in contatto con le alette della batteria viene a trovarsi spesso a temperatura inferiore a

quella di rugiada, pertanto il vapore d'acqua ivi contenuto condensa e deve essere raccolto e allontanato.

I ventilconvettori sono inoltre dei terminali d'impianto di inerzia termica modesta: questo significa che i locali che ne sono dotati possono essere portati molto rapidamente alla temperatura voluta, ma altrettanto rapidamente tornano alla temperatura iniziale. Per questo i ventilconvettori si prestano ad essere impiegati in edifici a occupazione limitata nel tempo nell'arco della giornata (edifici per uffici). Nel dimensionamento di questi corpi scaldanti, verificato che la potenza fornita nelle condizioni di funzionamento fissate sia sufficiente a far fronte ai carichi termici, occorre controllare anche la portata d'aria fornita. Tale portata, valutata in numero di ricircoli dell'aria ambiente, costituisce un importante parametro di progetto, in quanto da essa dipende soprattutto l'uniformità della temperatura. Il valore minimo consigliato è di 5 ricircoli per ora: valori inferiori non garantiscono una distribuzione uniforme di temperatura, mentre valori eccessivi possono indurre velocità dell'aria troppo elevate, con effetti sgradevoli sulla sensazione di benessere.

3.4 Logica di regolazione dell'impianto in funzionamento estivo

In un impianto solare termico utilizzato per il raffrescamento di ambienti, oltre ai sistemi già descritti per la parte riguardante l'impianto solare, dovrà essere prevista una seconda logica di regolazione in grado di gestire tutte le apparecchiature in campo (elettropompe, elettrovalvole, gruppo frigo ad assorbimento, etc.) in funzione dei valori di temperatura acquisiti dal controllore. La produzione e l'immagazzinamento dell'acqua calda prodotta dal campo solare sarà indipendente rispetto alla richiesta di energia frigorifera necessaria alla climatizzazione dell'edificio: l'obiettivo sarà quindi massimizzare sempre la produzione di energia termica prodotta dal campo solare rendendola disponibile per alimentare il generatore del gruppo frigo ad assorbimento. Quest'ultimo andrà a caricare il serbatoio di accumulo dell'acqua refrigerata (Figura 12):

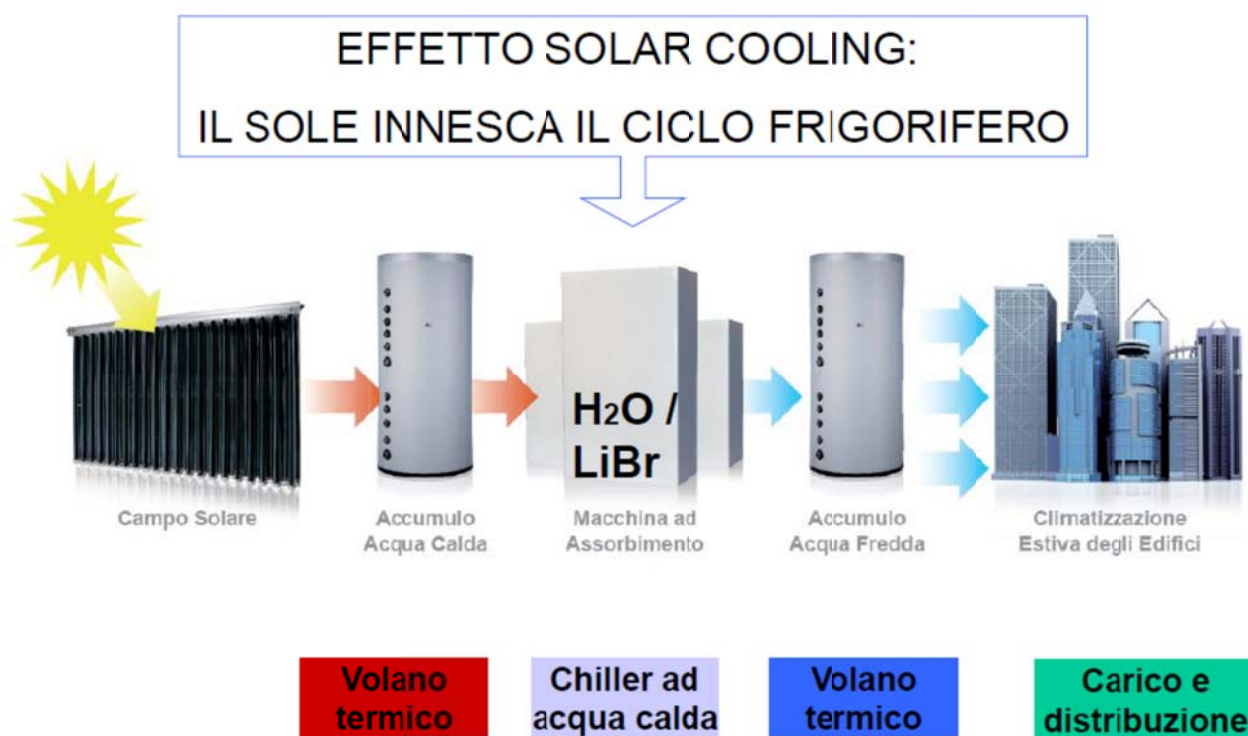


FIGURA 12: Logica di funzionamento impianto solar cooling

L'edificio climatizzato, in funzione delle temperature presenti nei vari ambienti, verrà servito dall'accumulo freddo precedentemente caricato dal gruppo frigo.

Qualora l'edificio non richieda acqua refrigerata, ma comunque l'accumulo caldo si trovi a temperatura ottimale per alimentare il gruppo frigo, quest'ultimo entrerà in funzione e produrrà l'acqua refrigerata che verrà stoccata nell'accumulo freddo, pronta per essere utilizzata quando l'edificio lo richieda.

4. POTENZIALITÀ DI APPLICAZIONE DEI SISTEMI DI SOLAR HEATING&COOLING ALL'EDILIZIA RESIDENZIALE ITALIANA

I SS-H&C (Sistemi Solari Heating&Cooling) presi in considerazione per l'applicazione all'edilizia residenziale italiana sono sia le macchine ad assorbimento a Bromuro di Litio a singolo (SE-H₂O/LiBr) e a doppio effetto (DE-H₂O/LiBr) alimentate da pannelli solari a bassa e media temperatura, che quelle con miscela Acqua / ammoniaca (NH₃/H₂O), alimentate con pannelli solari a media temperatura. In Figura 13 le caratteristiche dei diversi sistemi sopra descritti analizzati per le diverse realtà italiane:

Tipo di SS-H&C	Raffrescamento		Riscaldamento		Tipo di collettore
	COP	Temperatura	COP	Temperatura	
SE - H ₂ O/LiBr	0.7	85°C	-	45°C	FPC / ETC
DE - H ₂ O/LiBr	1.1	150°C	-	45°C	ETC/PTC
NH ₃ /H ₂ O	0.8	180°C	1.6	180°C	PTC

Caratteristiche del collettore	Collettore piano (FPC)	Collettore a tubi evacuati (ETC)	Collettore parabolico ad inseguimento (PTC)
Orientamento	Sud	Sud	N-S / E-O
Angolo di inclinazione	45°	45°	45°
Rapporto di concentrazione	-	-	60
η_0	0.78	0.75	0.76
C1	4.2	1.5	0.56
C2	0.008	0.008	-

FIGURA 13: Valori assunti per i differenti SS-H&C analizzati e valori dei principali parametri adottati per i diversi collettori solari

Fonte: Climatizzazione solare degli edifici: valutazione delle potenzialità di sviluppo, confronto tra le diverse tecnologie e relativa fattibilità tecnico-economica (Grieco, Sabatelli, Braccio)

Bisogna effettuare valutazioni di natura tecnica, energetica ed economica per individuare le aree territoriali e le tipologie edilizie per le quali i SS-H&C possono risultare competitivi rispetto ai sistemi tradizionali: la fattibilità tecnica tiene conto dei limiti di applicabilità del campo solare alla superficie di copertura dell'edificio; la fattibilità energetica viene espressa in funzione della percentuale di energia primaria che i SS-H&C consentono di risparmiare rispetto ai consumi del sistema convenzionale (pompa di calore alimentata elettricamente); infine, la fattibilità economica viene valutata mediante il calcolo del costo di competitività, ovvero definendo il prezzo di mercato che i collettori solari dovrebbero avere affinché potessero risultare competitivi rispetto ai sistemi convenzionali.

Le potenzialità dei SS-H&C in termini di risparmio di energia primaria possono essere intuite dal confronto tra i COP dei sistemi convenzionali e solari. Come evidenziato in Figura 14, le macchine ad assorbimento alimentate esclusivamente con energia primaria (copertura solare pari allo 0%), avendo un rendimento inferiore rispetto alle moderne macchine frigorifere a compressione (compreso mediamente tra 3.5 e 4.5), richiedono una maggiore quantità di energia primaria:

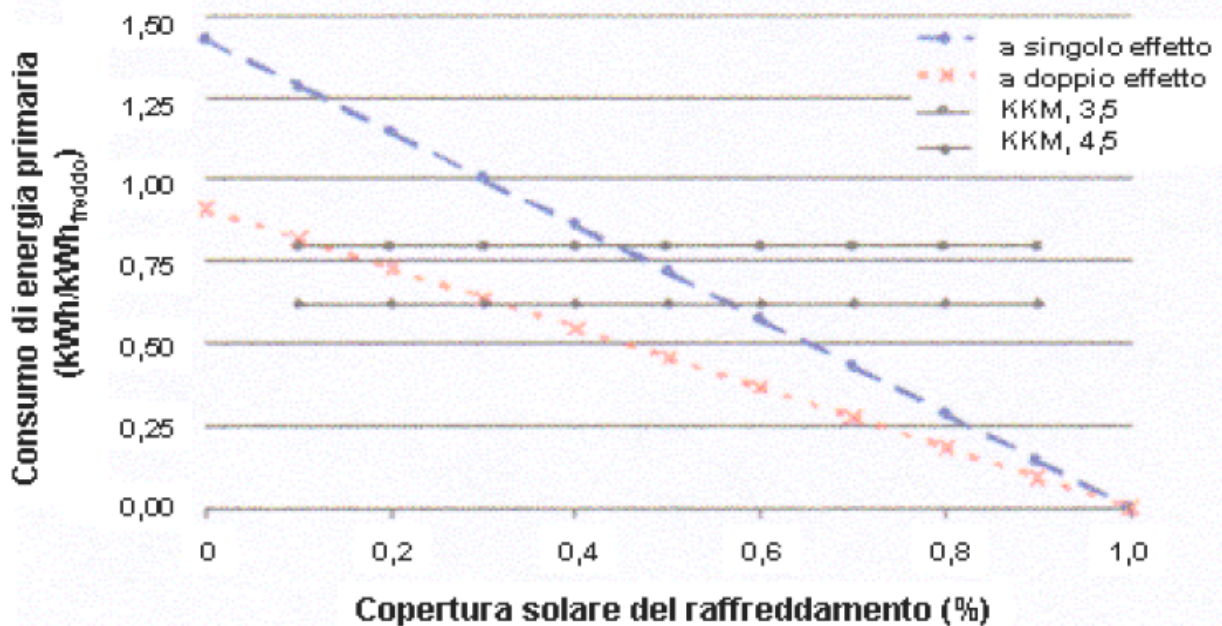


FIGURA 14: Confronto tra sistemi convenzionali e sistemi elio assistiti rispetto al consumo di energia primaria.
Fonte: www.miniwatt.it

Per raggiungere lo stesso livello dei consumi energetici, i sistemi ad assorbimento devono avere una copertura solare superiore al 10% per le macchine a doppio effetto ed al 45% per quelle a singolo effetto affinché si possa ottenere un risparmio d'energia primaria. Pertanto, tenuto conto che i SS-H&C possono sì contribuire ad un notevole risparmio energetico ma la disponibilità dell'energia solare è limitata, l'efficienza tecnico-economica del sistema dipende dalla frazione solare. Di conseguenza, l'applicabilità di un sistema piuttosto che di un altro deve essere necessariamente valutata tenendo conto delle specifiche condizioni climatiche e degli specifici carichi termici annuali dell'edificio cui fanno riferimento.

Di seguito alcune considerazioni sulle potenzialità dei sistemi di solar heating&cooling in Italia:

4.1 Risultati generali sulle potenzialità

- il campo solare di collettori a tubi evacuati installabile sul territorio nazionale ammonterebbe a circa 5 milioni di mq; mentre per i collettori parabolici il campo solare complessivo sarebbe circa un milione di mq;
- il risparmio energetico nazionale ottenibile mediante l'installazione dei sistemi alimentati da collettori a tubi evacuati ammonterebbe annualmente a 0.23 Mtep e 0.33 Mtep rispettivamente per lo scenario S1 (*diffusività dei sistemi di climatizzazione elio assistiti da collettori a tubi evacuati al parco immobiliare italiano esistente ed il risparmio energetico e l'impatto ambientale che ne derivano*) ed S2 (*diffusività dei sistemi di climatizzazione solare è estesa al parco immobiliare italiano esistente sul quale si è intervenuti anche con retrofit energetico nella misura del 20% del totale. Il risparmio di energia primaria che si ottiene in tal caso fa riferimento all'intero sistema edificio-impianto*), ovvero si riuscirebbe a coprire rispettivamente il 20% ed il 30% dell'obiettivo fissato per il 2020;
- il peso ambientale attribuibile alla diffusione dei collettori solari a tubi evacuati associati alle macchine ad assorbimento corrisponde ad una riduzione di 0.5 e 0.7 Mt eq. CO₂ rispettivamente per gli scenari S1 ed S2;

- i SS-H&C, con i costi attuali delle apparecchiature necessarie alla loro realizzazione ed in particolare dei gruppi frigo ad assorbimento, non possono essere considerati competitivi economicamente rispetto ai sistemi convenzionali se non a seguito di cospicui incentivi variabili tra il 70% e l'80%;
- l'installazione dei SS-H&C consentono di ottenere, rispetto alle pompe di calore convenzionali, cospicui risparmi di energia primaria (mediamente il 60%); inoltre, quando i carichi termici per il raffrescamento sono preponderanti, l'utilizzo dei SS-H&C consente di raggiungere, nel caso di edifici in linea, anche l'80% di PEsaving (*frazione di energia primaria non più consumata in centrale per produrre l'energia elettrica necessaria ad alimentare la pompa di calore*);
- la direzione di inseguimento più efficiente dei collettori parabolici risulta essere quella N-S;
- gli interventi di retrofit energetico relativi al solo involucro edilizio incidono fortemente nelle regioni dal clima più rigido (mediamente il 60%) sia sulle potenzialità di risparmio dell'energia primaria sia sull'abbattimento delle emissioni di CO₂; mentre gli interventi effettuati sull'impianto di climatizzazione incidono maggiormente (mediamente il 65%) sull'abbattimento complessivo PE e CO₂ rispetto al retrofit edilizio nelle regioni dal clima temperato subtropicale; inoltre, il peso energetico ed ambientale degli interventi di retrofit energetico eseguiti sull'involucro edilizio riguarda in maniera prevalente gli edifici mono-bifamiliari.

4.2 Risultati sull'applicabilità dei vari sistemi

- i sistemi SE-H₂O/LiBr alimentati da collettori piani non sono assolutamente proponibili: l'area del campo solare richiesta è notevolmente superiore rispetto a quella mediamente richiesta dagli altri SS-H&C e, nelle condizioni climatiche più rigide, non è verificata neppure la fattibilità tecnica;
- i SS-H&C con maggiori potenzialità di applicazione sul territorio nazionale, sia per ragioni tecniche ed energetiche sia perché più competitivi economicamente, risultano essere le macchine ad assorbimento SE-H₂O/LiBr alimentate da collettori a tubi evacuati;
- i sistemi alimentati da collettori parabolici sono quelli meno applicabili e comunque meno efficienti; tra questi, i sistemi DE-H₂O/LiBr hanno una potenzialità di diffusione quasi doppia rispetto a quelli NH₃/H₂O in quanto, pur potendosi installare ai soli edifici in linea, sono applicabili ad aree climatiche che ricoprono il 50% del territorio nazionale (località dal clima temperato subcontinentale e sublitoraneo); le macchine ad assorbimento NH₃/H₂O, invece, possono essere installate su tutti i tipi edilizi (ad eccezione degli edifici a torre) sia nella condizione ante che post-retrofit energetico ma trovano applicazione solo nelle località dal clima temperato subtropicale (5% del territorio nazionale).

4.3 Risultati sull'applicabilità in funzione delle aree climatiche

- i SS-H&C non sono applicabili a nessuna tipologia edilizia a Milano ovvero agli edifici localizzati nella regione padano veneta (clima temperato continentale) né tantomeno nella regione alpina e prealpina e nella regione medio e alto appenninica (clima temperato freddo e fresco);
- a Potenza ed Ancona (rappresentative rispettivamente delle regioni dal clima temperato sublitoraneo e temperato sub continentale), i SS-H&C alimentati da collettori a tubi evacuati sono tecnicamente ed energeticamente applicabili ai soli edifici in linea qualora

non si intervenisse con il retrofit energetico; il sistema più efficiente è risultato essere quello NH₃/H₂O+PTC;

- i SS-H&C alimentati da collettori a tubi evacuati sono tecnicamente ed energeticamente applicabili a Roma ed a Palermo, ovvero nelle regioni dal clima temperato caldo e subtropicale (regioni litoranea ligure-tirrenica, medio adriatica e ionica). L'applicabilità comprende tutte le tipologie edilizie, tranne quella a torre, ed è indipendente dalla prestazione energetica (ante e post retrofit energetico) fatta eccezione per gli edifici monofamiliari non risanati localizzati nei climi temperati caldi. Bisogna però tenere conto che in tali condizioni climatiche il sistema energeticamente più efficiente, per tutte le tipologie edilizie, è quello a DE-H₂O/BrLi+PTC;
- le maggiori potenzialità di applicazione risiedono nella regione dal clima temperato caldo sia perché essa copre il 20% dell'intero territorio nazionale sia perché l'applicabilità è estesa a tutte le tipologie edilizie tranne quella a torre.

4.4 Risultati sull'applicabilità in funzione dei tipi edilizi

- gli edifici a torre, avendo una ridotta disponibilità di superficie d'installazione in copertura associata ad un elevato fabbisogno energetico annuale, non si prestano all'applicazione dei sistemi SS-H&C;
- la fattibilità energetica degli edifici monofamiliari e di quelli a schiera che non hanno subito interventi di retrofit energetico sull'involucro edilizio, ha esiti positivi solo a Palermo;
- in generale gli edifici più promettenti per la diffusione delle tecnologie solari in esame risultano essere gli edifici in linea, seguiti dagli edifici mono-bifamiliari e dagli edifici a schiera; infatti, a parità di condizione climatica, l'edificio in linea risulta essere la tipologia edilizia che consente di raggiungere maggiori risparmi di energia primaria;
- gli interventi di retrofit edilizio hanno una rilevanza notevole, in termini di risparmio energetico, soprattutto per gli edifici mono-bifamiliari e per gli edifici a schiera;
- per gli edifici monofamiliari il sistema di SS-H&C più efficiente risulta essere quello SE-H₂O/LiBr+ETC in quanto, dati gli attuali costi di mercato dei collettori solari, i sistemi alimentati con collettori PTC non risulterebbero competitivi rispetto a quelli alimentati da collettori ETC;
- per le tipologie a schiera ed in linea vale la stessa considerazione fatta per gli edifici monofamiliari ad eccezione dei casi in cui si verifica che il prezzo dei collettori parabolici sia compreso tra 1.5 e 2 volte quello dei collettori a tubi evacuati.

In conclusione, si ritiene importante evidenziare che, nonostante le importanti ricadute che la diffusione dei SS-H&C avrebbe sul territorio nazionale, allo stato attuale si riscontrano pesanti limiti di applicabilità. Infatti, mentre da un lato si denota la possibilità di sostenere tecnologie oramai mature per la soluzione di problematiche energetiche nazionali (abbattimento dei consumi elettrici per il condizionamento degli edifici, riduzione delle emissioni di gas climalteranti attribuibili al settore residenziale, necessità di promuovere la diffusione di fonti energetiche rinnovabili) mediante l'utilizzo della fonte solare, dall'altro è evidente la difficoltà di diffondere sul mercato una tecnologia che, oltre a presentare maggiori difficoltà di installazione, si caratterizza da costi tutt'altro che competitivi. A tale proposito, un ruolo fondamentale riveste il retrofit energetico effettuato sull'involucro edilizio: installare un SS-H&C ad un edificio esistente sul quale si è intervenuti migliorando le

prestazioni termiche dell'intero involucro, significa ridurre dal 20% fino al 45% l'area del campo solare richiesta dal sistema. Ovviamente, il maggiore beneficio si ottiene nelle aree geografiche dal clima più rigido.

5. CASO STUDIO: L'IMPIANTO DI SOLAR HEATING AND COOLING C.R. ENEA DI CASACCIA

L'impianto di solar heating and cooling presente all'interno del Centro Ricerche ENEA di Casaccia è stato realizzato allo scopo di riscaldare durante il periodo invernale e di climatizzare durante il periodo estivo l'Edificio F-92. L'edificio si sviluppa su tre livelli (superficie totale pari a circa **230 m²**) di cui ognuno servito da un circuito idraulico indipendente in modo tale da realizzarne l'esclusione, attraverso l'impianto di regolazione, quando le condizioni termo igrometriche dello stesso sono soddisfatte. L'impianto può essere suddiviso in centrale di produzione, campo solare, termodotto di collegamento tra la centrale di produzione ed edificio, sottocentrale di edificio che smista ai vari circuiti il fluido termovettore, terminali d'impianto, rappresentati da pannelli radianti a pavimento e da fan coil a cassetta installati a soffitto (Figura 15).



FIGURA 15: Viste dell'impianto e dell'edificio F-92

La facility di prova è provvista di un sistema di monitoraggio integrato **BMS (Building Management System)** che permette il controllo e la verifica costante di tutti gli aspetti legati al funzionamento degli impianti. La soluzione adottata per l'impianto sperimentale fornisce, mediante l'ausilio di pagine grafiche personalizzate, tutte le informazioni provenienti dagli elementi in campo (sonde temperature ambiente, sonda temperatura esterna, sonda luminosità esterna, sonda umidità esterna, sonde temperature ad immersione sui vari rami d'impianto, misuratori assorbimento elettrico apparecchiature, contatermie, etc.). Un controllore di tipo industriale (PC Einstein II della Emerson), installato a bordo del quadro di potenza e controllo, memorizza tutti i dati di funzionamento dell'impianto a bordo di una CPU interna. Da un qualsiasi calcolatore, interfacciato in rete con il controllore, è possibile interrogare il sistema e quindi importare in fogli di calcolo tutti i parametri acquisiti dal BMS in modo da estrapolare serie temporali, analizzare i dati e verificare le performance energetiche dell'impianto. In Figura 16 è riportata la pagina grafica principale che mostra la pianta dei tre piani e le condizioni di temperatura e di set point impostate nei vari ambienti serviti dall'impianto: dalla home page si accede alle altre pagine grafiche relative al funzionamento invernale dell'impianto (Figura 17) o al funzionamento estivo.

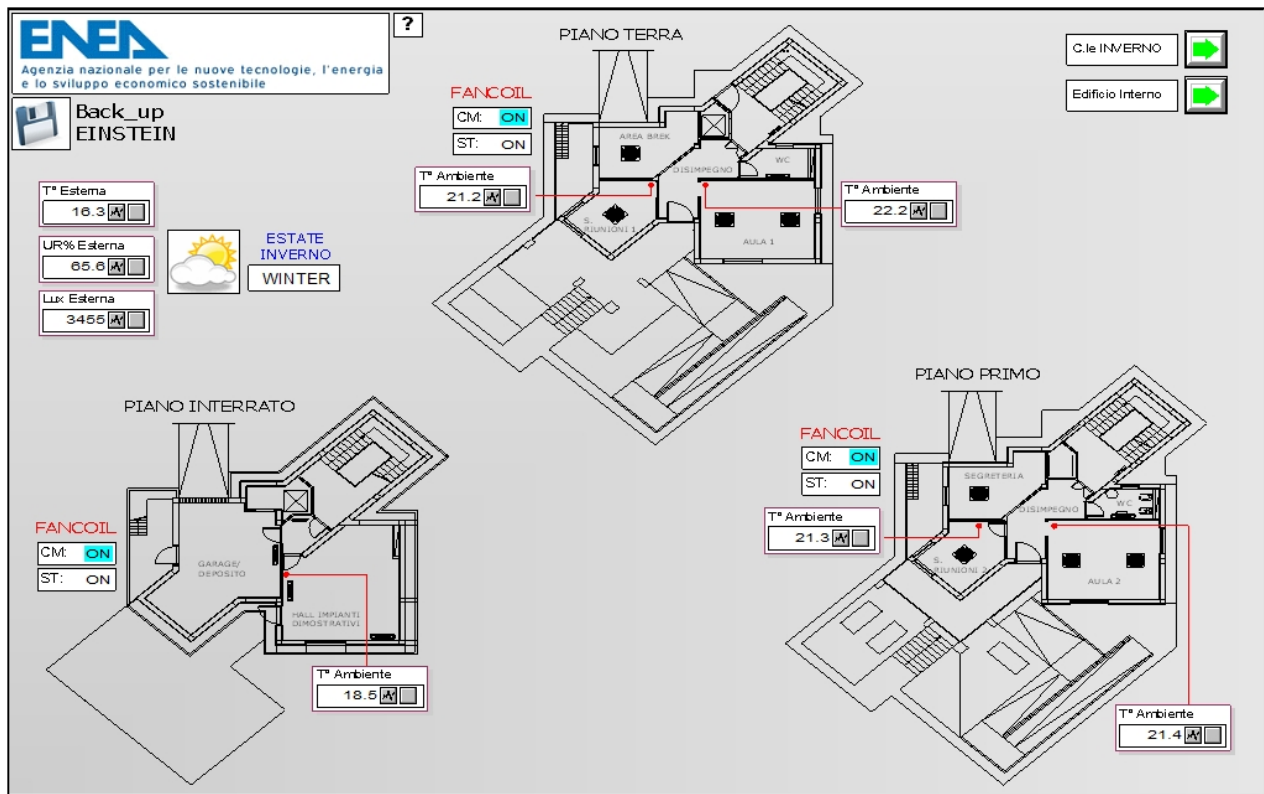


FIGURA 16: Pagina grafica Home

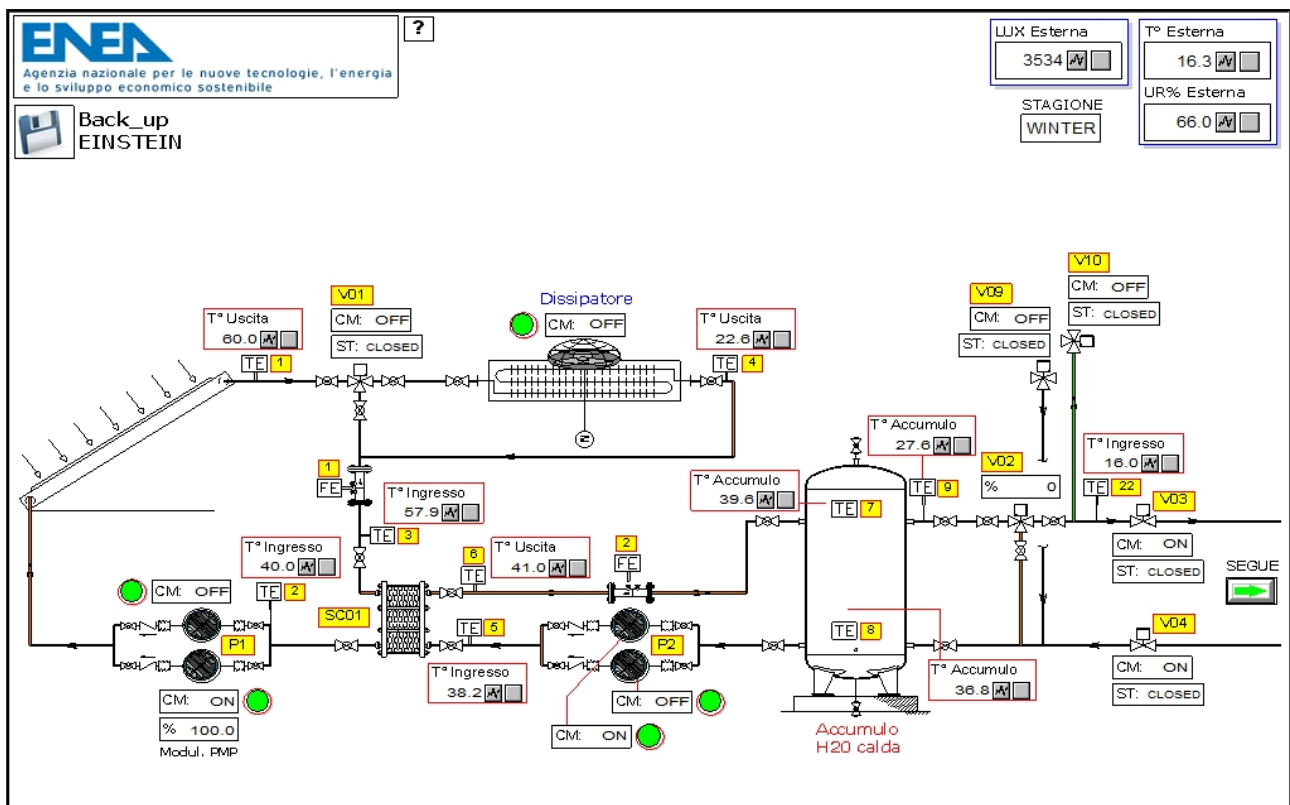


FIGURA 17: Stralcio pagina grafica Centrale Termofrigorifera

5.1 Principio di funzionamento in solar heating

Durante il funzionamento invernale, il campo solare produce l'acqua calda successivamente stoccata in un serbatoio di accumulo (capacità puffer 1500 litri) che, attraverso il termodotto, viene inviata ai circuiti dei pannelli radianti a pavimento o dei fan coil (Figura 18). I pannelli radianti a pavimento sono installati a servizio dei soli piano terra e piano primo mentre l'interrato è provvisto esclusivamente di vetilconvettori. Quando l'energia fornita dal campo solare è insufficiente, o quando la logica di regolazione lo preveda, viene azionata una caldaia integrativa ad alta temperatura alimentata a gas metano.

ENEA CR CASACCIA

VIA ANGUILLARESE 301 00123
ROMA

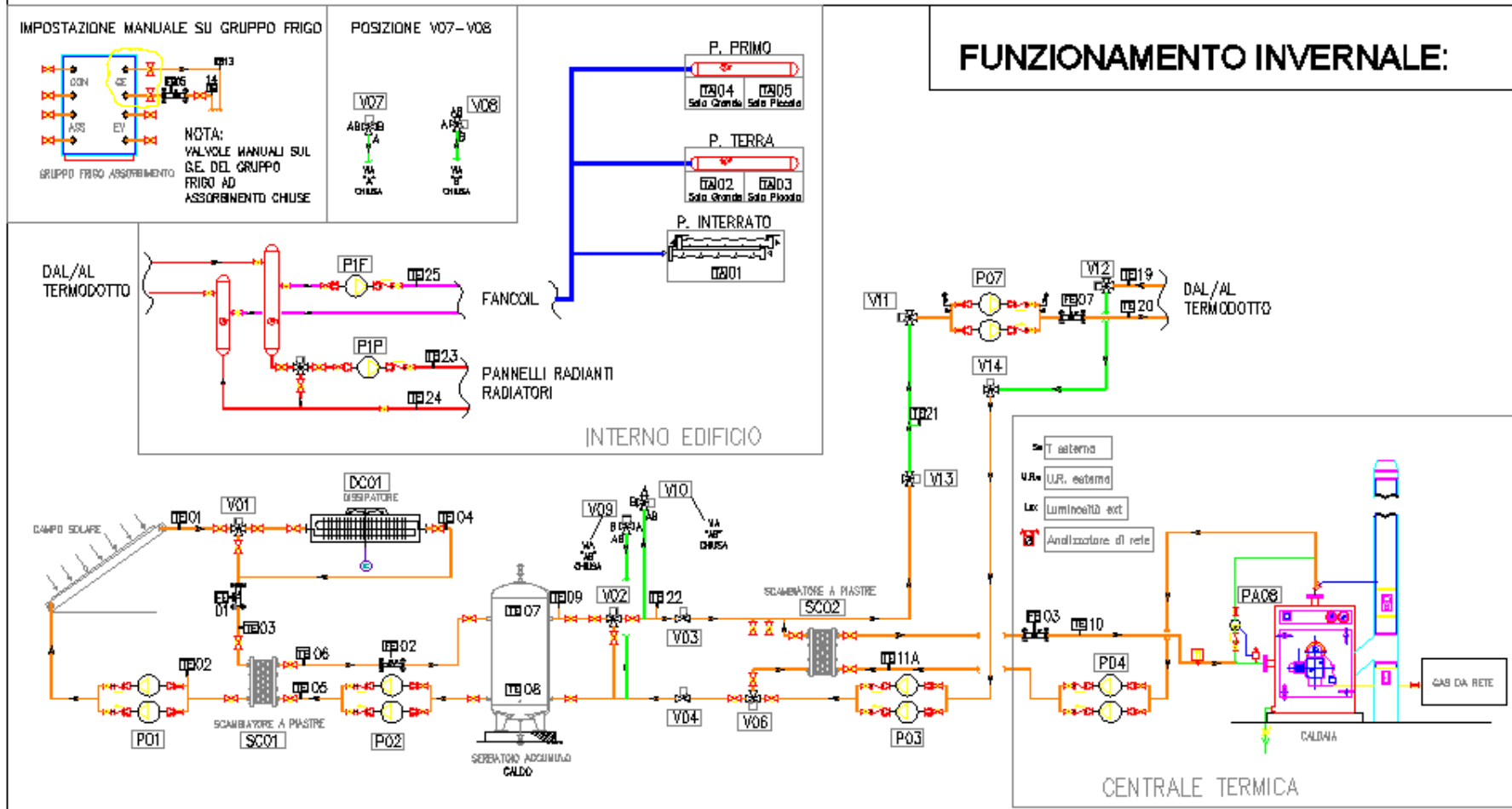


FIGURA 18: Schema semplificato impianto in modalità solar heating situato presso il CR Enea Casaccia (Roma)

Un apposito circolatore elettronico a portata variabile (P01) assicura il passaggio dell'acqua all'interno del campo solare mentre il gruppo di circolazione P02 realizza lo scambio termico tra l'acqua prodotta dai pannelli solari e quella contenuta nel serbatoio di accumulo caldo. Quando la temperatura dell'acqua stoccata all'interno del serbatoio di accumulo supera il valore di set point prefissato, l'energia termica fornita in eccesso dal campo solare viene dissipata attraverso un dissipatore o dry cooler (DC01). In particolare, attraverso l'elettrovalvola V01 l'acqua viene deviata e fatta passare all'interno del dry cooler dove subisce un abbassamento di temperatura per mezzo dell'aria esterna. Tale dry cooler è di tipo innovativo (denominato reverse) in quanto, a differenza del tipo tradizionale (Figura 19), i ventilatori non sono attraversati dal flusso d'aria ad alta temperatura in uscita dalla batteria ma è il ventilatore che spinge l'aria attraverso la batteria stessa:

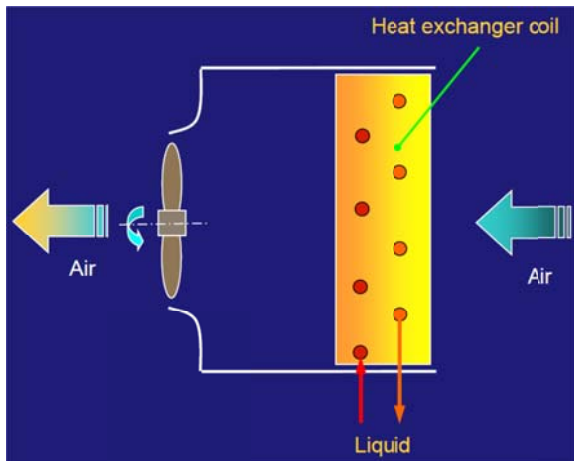


FIGURA 19: Dry Cooler Standard

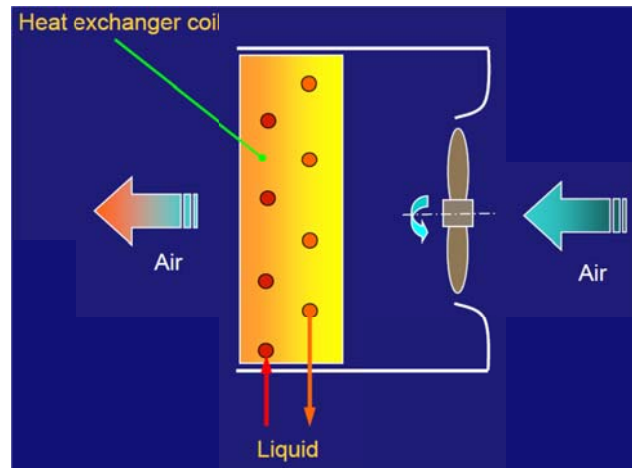


FIGURA 20: Blowing Dry Cooler (Reverse)

In questo modo è possibile raggiungere temperature elevate senza che i motori elettrici installati all'interno dei ventilatori subiscano danni permanenti (Figura 20). Sul lato caldaia è presente il gruppo di pompaggio P04 che permette lo scambio termico tra il circuito caldaia e il circuito del termodotto. Infine, attraverso il gruppo di pompaggio P07 si realizza la mandata ed il ritorno dell'acqua alla sottocentrale di edificio. Tutti i gruppi di pompaggio precedentemente citati sono costituiti da due elettropompe collegate in parallelo, di cui una di riserva all'altra (nel caso delle P01 e P02 le elettropompe funzionano entrambe). In Figura 21 sono riportate le caratteristiche tecniche delle principali apparecchiature che costituiscono l'impianto funzionante in modalità heating:

**CAMPO SOLARE:
COLLETTORI SOLARI TERMICI
A TUBI EVACUATI**



Superficie singolo pannello solare = 3,75[m²];
Superficie Totale campo solare = 56[m²];
Potenza di picco singolo collettore = 2.377 [W];
(G*=1000 W/m², EN 12975)

CALDAIA DI INTEGRAZIONE



Potenza termica utile = 43,9 [kW];
Pmax esercizio = 4 [bar];
Rendimento al 100% = 88,4;
Rendimento al 30% = 90,1;

P estate dissipata = 36 [kW];
Pelettrica = 0,2 [kW];
Q aria = 3.200 [m³/h];
Volume = 30 [dm³];
(Temperatura aria: 35°C/78,3°C;
Fluido: acqua al 30% di glicole;
temperatura in/out 100°C/90°C;
portata 3,52 m³/h)

DISSIPATORE



P frig = 3,95 [kWf];
P term = 4,95 [kWth];
P el = 55 [W];
Q ariamax = 700 [m³/h];
Q acqua = 679 [l/h];
(alla max velocità aria)
Ventilconvettori con motore Brushless Inverter

FAN COIL



PANNELLI RADIANTI A PAVIMENTO



Portata collettore = 785 [l/h];
Perdita di carico max. = 200 [mbar];
 $T_{\text{superficiale max}} = 29$ [°C];
 $T_{\text{media (andata/ritorno) max}} = 50$ [°C];
 ΔT (mandata/ritorno) collettore = 10 [°C];

FIGURA21: Caratteristiche principali delle apparecchiature nel funzionamento invernale

Il campo solare è stato realizzato in prossimità della centrale termofrigorifera a quota piano di campagna ed è costituito da 15 pannelli solari termici a tubi evacuati della Kloben modello SKY 21 CPC 58. I collettori solari sono costituiti ciascuno da 21 tubi in vetro borosilicato a doppia intercapedine, saldati all'estremità, al cui interno è praticato il vuoto. L'intercapedine interna è resa selettiva per l'assorbimento della radiazione elettromagnetica solare per mezzo di una metallizzazione multistrato creata utilizzando prodotti completamente riciclabili. L'unità di assorbimento è formata da un circuito in rame curvato a forma di "U", posizionato a contatto con appositi assorbitori di calore in alluminio, che ne aumentano la superficie di scambio termico. Ogni unità è racchiusa in un tubo di vetro, e viene poi connessa in parallelo ad un collettore situato sulla testata del pannello, che raccoglie il fluido vettore che scorre in ogni circuito.

La logica di regolazione invernale, differente da quella estiva, gestisce la produzione di acqua calda da campo solare, il funzionamento della caldaia integrativa, l'inversione tra il funzionamento con caldaia e quello con puffer e, infine i terminali installati a servizio dei vari ambienti. L'energia termica immagazzinata nel serbatoio e fornita dal campo solare è considerata "pregiata" ed è per questo motivo che si preferisce far intervenire la caldaia integrativa all'avviamento dell'impianto, per scopi quali il riscaldamento del termodotto e del contenuto d'acqua d'impianto presente all'interno dell'edificio: il mantenimento in temperatura dei vari ambienti è invece garantito utilizzando l'energia termica immagazzinata e prodotta gratuitamente con il sole. Il meccanismo di caricamento del puffer mediante il campo solare è completamente indipendente dall'orario di occupazione dell'edificio ma dipende soltanto dalla condizione di illuminamento esterno, dalla temperatura dell'acqua in uscita dal campo solare (TE01) e dalla temperatura dell'acqua presente all'interno dell'accumulo caldo (TE07). La carica del puffer viene effettuata, avviando le P02, solo quando si ha un illuminamento maggiore o uguale a 1050 lux (in queste condizioni vengono avviate le P01) e la TE01 è tale da poter riscaldare l'accumulo ($TE01 - TE07 \geq 3,5^{\circ}\text{C}$) (Figura 22).

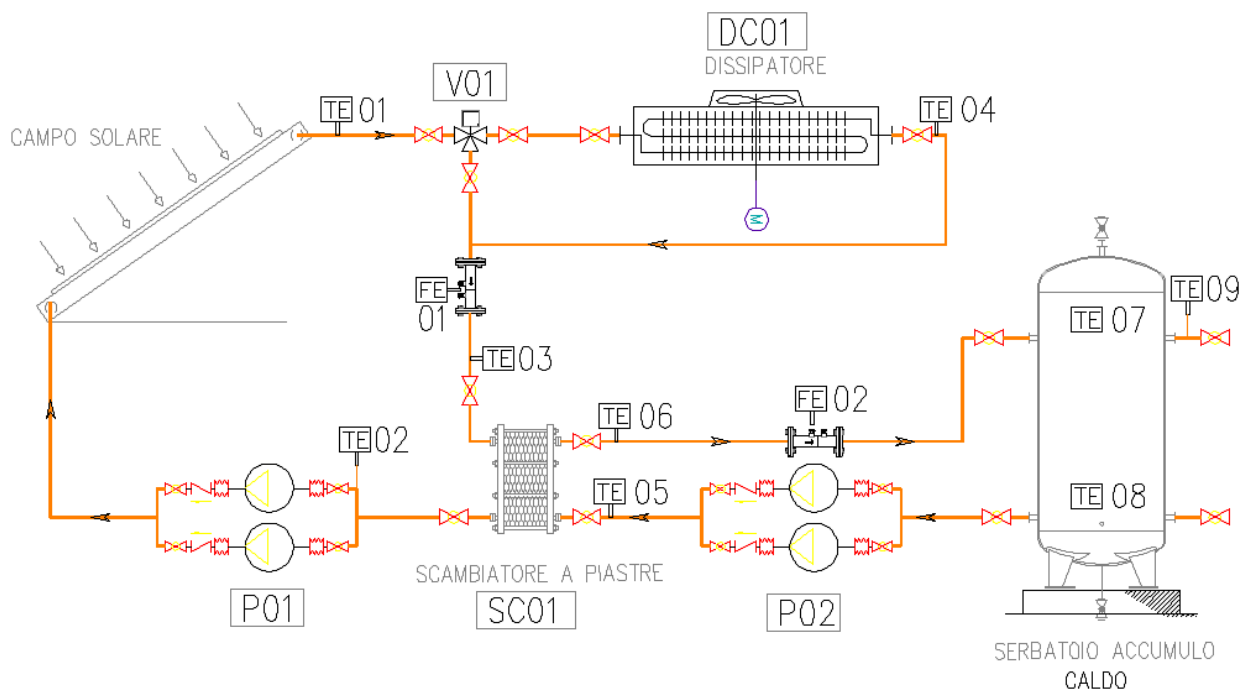


FIGURA 22: Stralcio schema funzionale – Campo solare, dry-cooler e serbatoio accumulo

Per meglio sfruttare l'energia resa disponibile dal sole durante le ore a maggiore insolazione, quando la temperatura dell'acqua prodotta dal campo solare (TE01) supera gli 81°C , viene attivata anche la seconda elettropompa P02 aumentando così la potenza scambiata; viene inoltre attivata anche la seconda elettropompa P01 quando la TE01 supera i 91°C : in tale configurazione la potenza scambiata aumenta con conseguente ovvia diminuzione della TE01. Per evitare un eccessivo abbassamento della TE01, le elettropompe P01B e P02B verranno disattivate rispettivamente quando $TE01 \leq 89^{\circ}\text{C}$ e quando $TE01 \leq 79^{\circ}\text{C}$. La P01 modula in modo tale da mantenere $TE01 \geq 30^{\circ}\text{C}$ per ottenere una temperatura utilizzabile anche quando ho una bassa irradianza solare, riducendo la portata d'acqua che attraversa il campo solare.

Il dry cooler (dissipatore d'emergenza) entra in funzione quando la temperatura dell'accumulo TE07 è maggiore di 95°C: tale meccanismo di attivazione prevede la commutazione della valvola V01 e lo spegnimento dell'elettropompa P02 per evitare di scaricare il serbatoio nel periodo di funzionamento del dry-cooler. Quando la TE07 scende al di sotto dei 90°C, il dry cooler smette di funzionare per consentire una nuova fase di carica del puffer, previa chiusura della valvola V01 e accensione dell'elettropompa P02. Per motivi di sicurezza del circuito primario, se durante il funzionamento ordinario la temperatura TE02 in ingresso alle elettropompe P01 dovesse comunque superare i 96°C, ad esempio per malfunzionamento delle pompe P02, il drycooler verrebbe comunque avviato e la valvola commutata.

Tramite il puffer vengono esclusivamente alimentati i pannelli radianti a pavimento a bassa temperatura (40°C) con lo scopo di utilizzarli per il mantenimento in temperatura dell'edificio: durante le fasi di avviamento dell'impianto, quando è necessario riscaldare l'acqua di riempimento del termodotto e dei vari circuiti, la caldaia integrativa avrà il consenso per partire e gli ambienti verranno riscaldati mediante i fancoil. Questa soluzione consente di ridurre il tempo di raggiungimento delle temperature di set dei vari ambienti, essendo i fancoil dei terminali d'impianto a più bassa inerzia rispetto ai pannelli radianti a pavimento anche perché alimentati a più alta temperatura.

La caldaia entra in funzione, previa attivazione del circolatore P04, quando la temperatura dell'accumulo (TE07) è minore o uguale a 39°C e la temperatura di mandata al termodotto (TE20) è minore o uguale a 54°C mentre si disattiva quando sia l'accumulo che il termodotto sono in temperatura (TE07 ≥ 40°C e TE20 ≥ 56°C) o quando l'acqua prodotta dalla caldaia ha una temperatura (TE11A) maggiore o uguale 93°C (Figura 23).

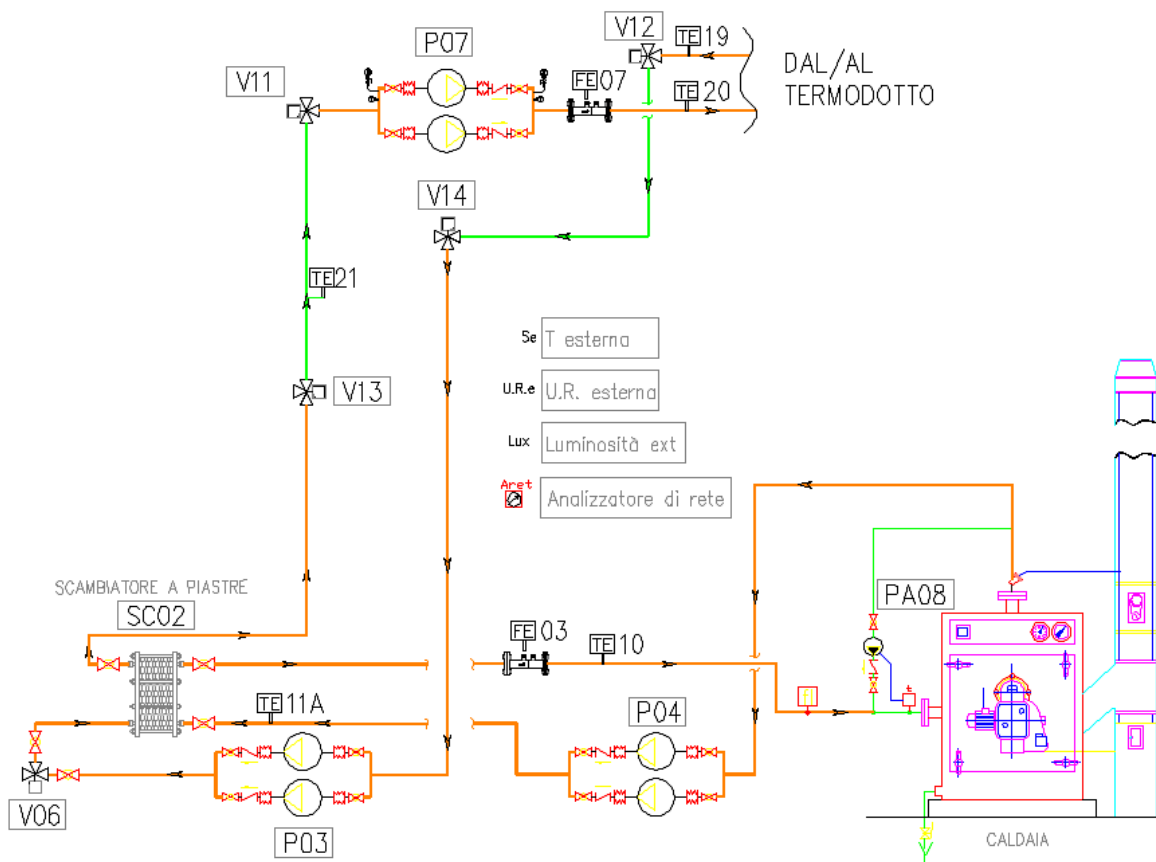


FIGURA 23: Stralcio schema funzionale – Caldaia di integrazione e circolatori annessi

La caldaia integrativa opera in modo tale che sia verificata la condizione $54^{\circ}\text{C} \leq \text{TE}20 \leq 56^{\circ}\text{C}$. L'acqua prodotta dalla caldaia integrativa viene fornita ai fan coil i quali partono solo se $\text{TE}20 \geq 41^{\circ}\text{C}$. Quando la $\text{TE}20 \leq 39^{\circ}\text{C}$ non verrà dato il consenso alla partenza dei fancoil. Quando $\text{TE}07 \geq 40^{\circ}\text{C}$, viene effettuata la commutazione da caldaia a puffer e le valvole V06, V04 e V03 vengono aperte; l'acqua calda resa disponibile dal serbatoio viene inviata tramite il termostato al circuito dei pannelli radianti a pavimento. Tramite la valvola miscelatrice V02, l'acqua in uscita dal puffer viene miscelata con l'acqua di ritorno dall'impianto, al fine di alimentare in modo opportuno i pannelli radianti a pavimento assicurando che la temperatura in mandata al termostato (TE22) sia pari a 45°C (Figura 24).

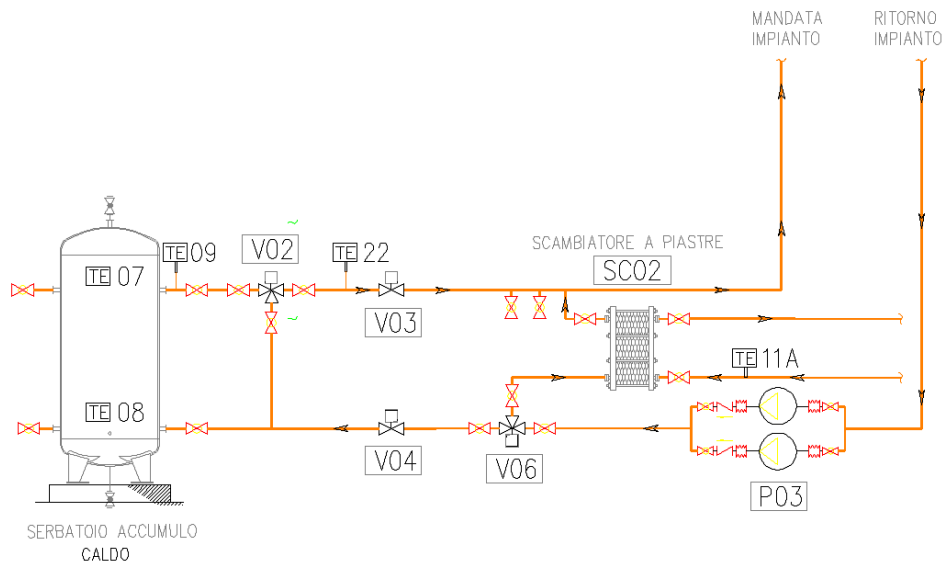


FIGURA24: Stralcio schema funzionale – Serbatoio di accumulo e V02

Durante la prima commutazione da caldaia a puffer viene effettuato, dopo la verifica della condizione $\text{TE}07 \geq 40^{\circ}\text{C}$, un ulteriore controllo sulle temperature di ritorno dal termostato TE19 e di ritorno del circuito dei pannelli radianti TE24. Lo scopo è quello di non abbattere la temperatura all'interno del puffer con l'acqua fredda presente nei circuiti d'impianto e nel termostato stesso. La prima commutazione da caldaia a puffer viene effettuata se $\text{TE}19 \geq 27^{\circ}\text{C}$ e $\text{TE}07$ (accumulo) + $\text{TE}24$ (ritorno pannelli radianti) = 70°C :

Temperatura puffer (TE07)	Temperatura accettata sul ritorno circuito pannelli radianti per inversione su puffer (TE24)
40°C	30°C
45°C	25°C
50°C	20°C
55°C	15°C

Legge lineare: **TE07 + TE24 = 70°C**

L'acqua calda prelevata dal puffer alimenta il circuito dei pannelli radianti a pavimento attraverso la pompa P1P la cui accensione e spegnimento avviene in base alle temperature rilevate in ciascun ambiente facente parte del piano terra e del piano primo. E' possibile impostare le temperature desiderate nei vari ambienti: di seguito si riportano i valori di set utilizzati durante il periodo di monitoraggio invernale. Il piano terra e il piano primo richiedono riscaldamento se

almeno uno degli ambienti che ha una temperatura inferiore o uguale a 18°C, mentre tale richiesta cessa se tutti gli ambienti hanno una temperatura maggiore o uguale di 20°C. La temperatura in mandata al circuito pannelli radianti è regolata dall'elettrovalvola miscelatrice installata in aspirazione alla P1P: l'elettrovalvola modula con l'obiettivo di garantire una temperatura di mandata circuito pannelli radianti (TE23) pari a 40°C. Nel funzionamento con caldaia integrativa e quindi con fan coil, il piano interrato necessita di riscaldamento se ha una temperatura minore o uguale a 14°C, fino ad una temperatura maggiore o uguale a 16°C. Il piano terra e il piano primo vengono esclusi in funzione della temperatura media degli ambienti facente parte dei rispettivi piani: gli ambienti sono riscaldati se la media è minore o uguale a 18°C mentre l'impianto va in off quando la media raggiunge i 20°C. L'elettropompa P1F andrà in off quando tutti gli ambienti sono soddisfatti in temperatura oppure quando la TE20 ≤ 39°C (Figura 25).

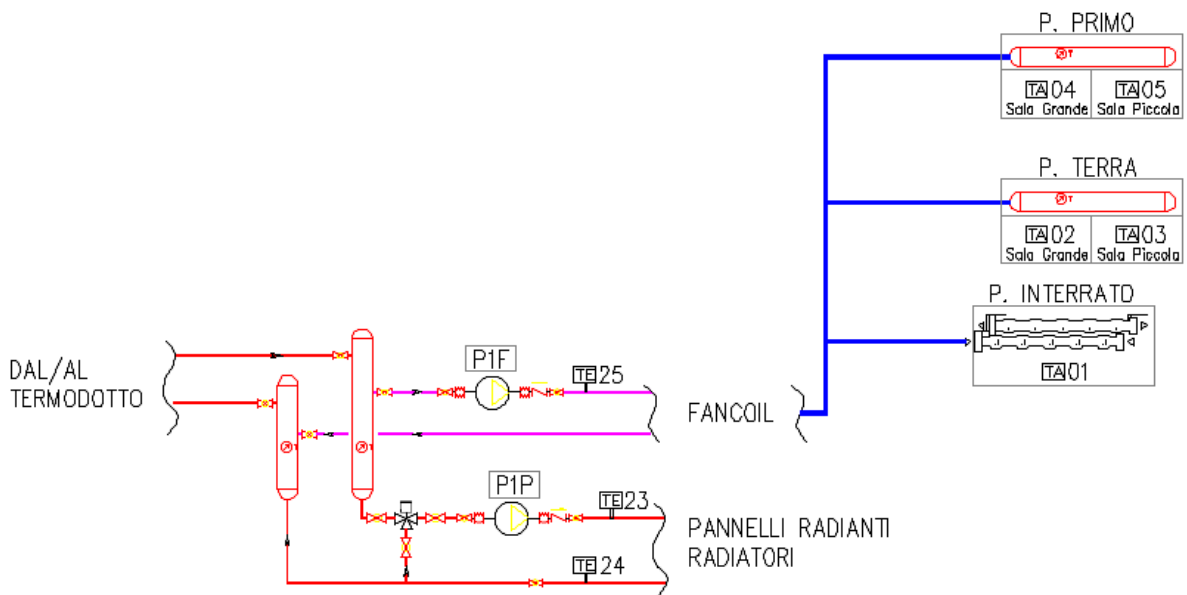


FIGURA 25: Stralcio schema funzionale – Sottocentrale e circuito fancoil e pannelli radianti a pavimento

5.2 Analisi della logica di regolazione

La campagna di sperimentazione ha avuto un duplice obiettivo: da un lato il continuo monitoraggio dell'impianto al fine di verificarne il corretto funzionamento, valutarne l'affidabilità e versatilità e dall'altro quello di sviluppare una logica di regolazione capace di massimizzare la frazione di energia fornita dal campo solare. Le valutazioni delle diverse strategie di regolazione sono state effettuate prima con un modello in TRNSYS del sistema Edificio-Impianto e successivamente mediante le acquisizioni effettuate al variare delle logiche di regolazione.

La prima fase è stata quella di validazione del modello in TRNSYS, comparando le previsioni prestazionali dell'impianto previste dal modello con le effettive prestazioni monitorate nelle reali condizioni d'esercizio.

Cos'è Trnsys

Come anticipato sopra, il software utilizzato per la modellazione del sistema Edificio-Impianto è il Trnsys. Questo è un potente e flessibile strumento usato per simulare situazioni non stazionarie. E' composto da due parti, la prima consiste in un engine, denominato kernel, che legge e processa i dati in ingresso in maniera iterativa, determina condizioni di convergenza e grafica i risultati. Fornisce anche operatori in grado di determinare le condizioni termo igrometriche. La seconda parte, il Trnsys Studio, consiste in una completa lista di componenti impiantistici, come pompe, bruciatori e accumuli già modellati ed ai quali assegnare le particolari caratteristiche proprie del caso specifico. Inoltre attraverso un'ulteriore estensione software, il Build, è possibile modellare zone termiche o edifici da inserire nel modello d'impianto riuscendo a simulare così le possibili condizioni termo igrometriche raggiunte nei vari ambienti serviti ed i rispettivi flussi energetici. Questo consente di fare simulazione dinamica dell'intero sistema analizzando le differenti condizioni di funzionamento al variare delle condizioni al contorno (es. condizioni termo igrometriche esterne, differenti profili di utilizzo dell'edificio, condizioni di irradianza differenti, ecc.).

Si intuisce quindi la versatilità e la potenza che uno strumento di questo tipo garantisce una volta validato il modello comparando gli output dello stesso con i dati ottenuti dal monitoraggio in continuo sia dell'edificio che dell'impianto. Sebbene i modelli di calcolo siano ad oggi piuttosto accurati, nei sistemi dove è presente l'accoppiamento tra energia solare e fonte tradizionale risulta spesso difficile, a causa della variabilità stessa della fonte rinnovabile, valutare correttamente le performance dell'impianto che incidono pesantemente sul ritorno economico dell'investimento. Risulta quindi importante validare il modello numerico: questo è possibile solo se si hanno a disposizione i dati misurati sperimentalmente acquisiti con una frequenza comparabile a quella impostata nel processo di simulazione dinamica.

In primo luogo è stato realizzato un modello dell'edificio, prestando molta attenzione a non perdere informazioni nella sua trasposizione numerica. Si è successivamente valutato il suo fabbisogno energetico fornendo i dati ambientali misurati in loco dalla stazione meteo dell'impianto e impostando valori di set di temperatura ed umidità con il relativo profilo orario in accordo con i reali valori di set. Verificato che i dati elaborati risultassero prossimi a quelli misurati sperimentalmente si è proceduto alla parametrizzazione dei componenti costituenti l'impianto. Si è poi inserita la logica di regolazione dell'impianto inserendo degli integratori, nelle medesime posizioni dei conta termie utilizzati per il monitoraggio, che fornissero i valori delle grandezze simulate in modo da essere confrontati con quelli realmente misurati. Lo sviluppo delle diverse strategie di regolazione è stato possibile variando la logica di controllo e

comparando, nei differenti casi, la quantità di energia termica prodotta dal campo solare e quindi accumulata.

Modello edificio

L'edificio, composto da piano seminterrato, piano terra e primo piano, è stato suddiviso in zone termiche differenti a seconda dei vari ambienti. Per ogni zona sono stati definiti i confini quali muri, infissi, ponti termici, tramezzi e solai, fornendone l'orientamento geografico e le caratteristiche d'interesse al computo energetico. In Figura 26 sono riportate le planimetrie del piano seminterrato e del piano terra (del tutto speculare al piano primo), le caratteristiche delle superfici ed una schermata del software.

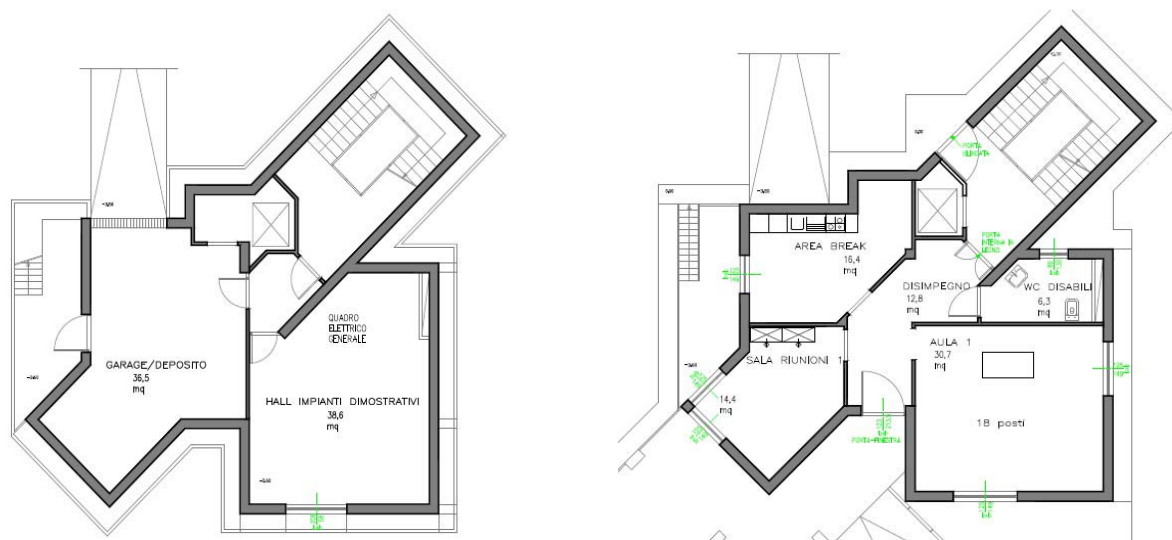


FIGURA 26 a: Pianta Piano Seminterrato e Piano Terra

Tipo parete	Esp.	Area S	K	KA	Tipo parete	Esp.	Area S	K	KA	Tipo parete	Esp.	Area S	K	KA
		mq	W/mqK	W/K			mq	W/mqK	W/K					
Sup. vetrate	N	2.24	2.96	6.63		SE	33.28	0.728	17.44	Sol. PT- murl		39.15	0.04	1.57
	NE	0	2.96	0.00		S	23.95	0.728	21.24	Pav. 1°P-murl		39.15	0.04	1.57
	E	5.04	2.96	14.92		SW	29.18	0.728	22.71	murl-copertura		39.15	0.152	5.95
	SE	6.16	2.96	18.23		W	31.2	0.728	19.31					
	S	3.08	2.96	9.12		NW	26.53	0.728	80.81	Totali				472
	SW	4.48	2.96	13.26	Per. piano Int.*		111	0.728	0.728					
	W	4.88	2.96	14.44	Copertura		96.5	0.523	50.47					
	NW	5.56	2.96	25.00	Ponti Term.									
Porte (Inq.+gar)		9.09	2.75	11.71	Fin-serram.		97.69	0.115	11.23					
Sup. murarie	N	16.09	0.728	30.20	Pilastrì-murl		150	0.167	25.05					
	NE	41.48	0.728	23.30	Sol p. Int-p.t.		39.15	0.04	1.57					
	E	32	0.728	24.23	Pav. PT-murl		39.15	0.15	5.87					

FIGURA 26 b: Caratteristiche di trasmittanza strutture opache e trasparenti

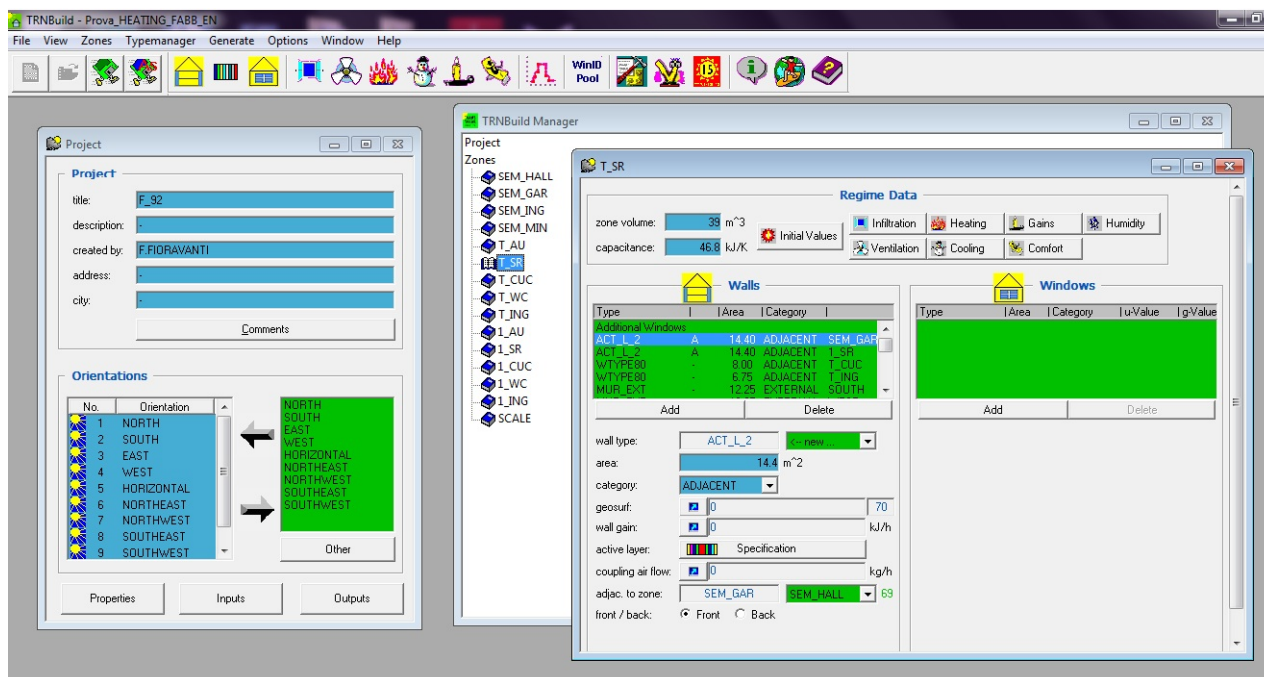


FIGURA 26 c: Schermata rappresentativa TRNSYS – Pacchetto Build

Nella prima fase di analisi è stato impostato un valore di temperatura di set-point pari a 20°C per i locali abitabili (ingresso escluso) ed pari a 16°C per la hall impianti al piano seminterrato. Ovviamente il vano ascensore ed il locale tecnico non godono di riscaldamento.

La campagna di misura reale è stata condotta facendo funzionare l'impianto in modo continuo (24 ore) dal 09 febbraio al 17 febbraio 2012 e di impostare un funzionamento di tipo intermittente dal 19 febbraio al 15 aprile 2012 (funzionamento intermittente: ore 7.00-17.00).

Nelle prove simulate, al fine di ridurre al minimo effetti di transitorio insiti nelle simulazioni dinamiche, si è lanciato il programma simulando un periodo di osservazione pari a 24 mesi, andando poi ad estrapolare solo i dati del secondo inverno.

Nella Tabella seguente il confronto del fabbisogno energetico dell'edificio tra i valori misurati e quelli calcolati dal software:

	Valori Misurati [kWh] FE07	Valori Simulati [kWh]	Scostamento % (Simulato/Misurato)
Febbraio 9-29	4440	2570	- 42%
Marzo 1-31	2650	2515	- 5%
Aprile 1-15	1070	798	- 25%

La sostanziale differenza del valore ottenuto come output della simulazione rispetto ai valori misurati nel periodo di febbraio è da imputare alle copiose nevicate che hanno pesantemente influenzato il carico termico richiesto dall'edificio per mantenere le temperature di comfort nei vari ambienti. E' importante inoltre sottolineare che la logica di regolazione impostata nella simulazione rispecchia quella ottimizzata, che nel periodo di febbraio non era ancora stata sviluppata. A marzo i valori ottenuti dalla simulazione sono perfettamente comparabili con quelli

misurati. Nel mese di Aprile si sono avute condizioni di irradianza solare molto instabili: l'irradianza solare (W/m^2) incidente sui collettori, e sull'edificio stesso, è rappresentata da una curva sinusoidale quando si riferisce a condizioni di cielo sereno mentre ha un andamento irregolare nel caso di alternanza di nubi. Nel mese di febbraio (9-29) l'irradianza solare globale orizzontale ha avuto un andamento sinusoidale per la maggior parte del tempo per poi peggiorare decisamente in quasi tutti i giorni del mese di aprile (1-15) in cui presenta infatti un andamento decisamente irregolare (Figura 27). Il mese di marzo rappresenta un caso intermedio tra quello di febbraio e di aprile. Di conseguenza durante il mese di aprile gli apporti termici gratuiti forniti dal sole (attraverso strutture opache e trasparenti) sono stati inferiori rispetto a quanto previsto dal modello di calcolo:

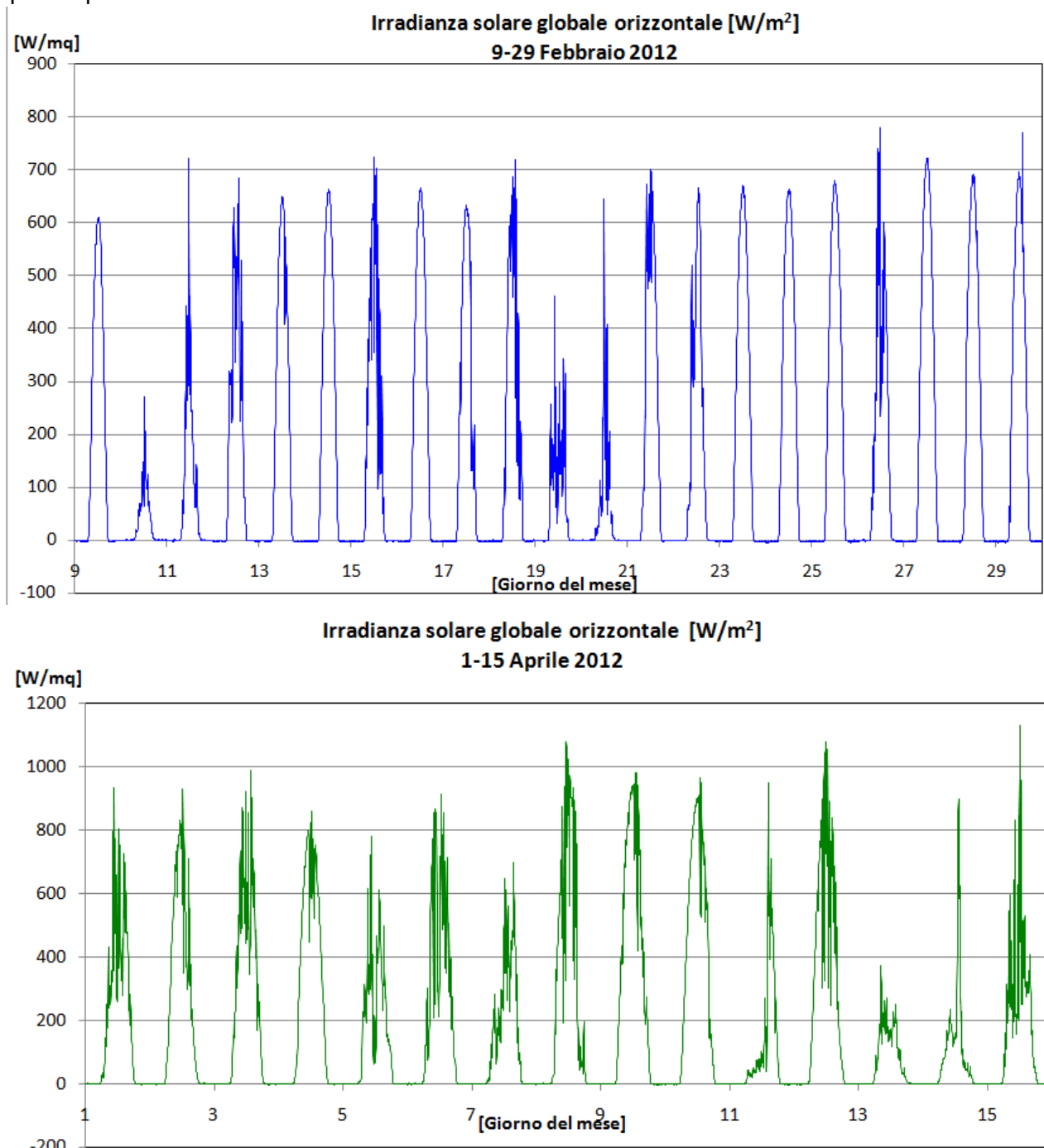


Figura 27: Andamento della radiazione solare globale orizzontale per i mesi di febbraio 2012 ed aprile 2012

Il *deck* di simulazione dell'impianto è quello rappresentato in Figura 28:

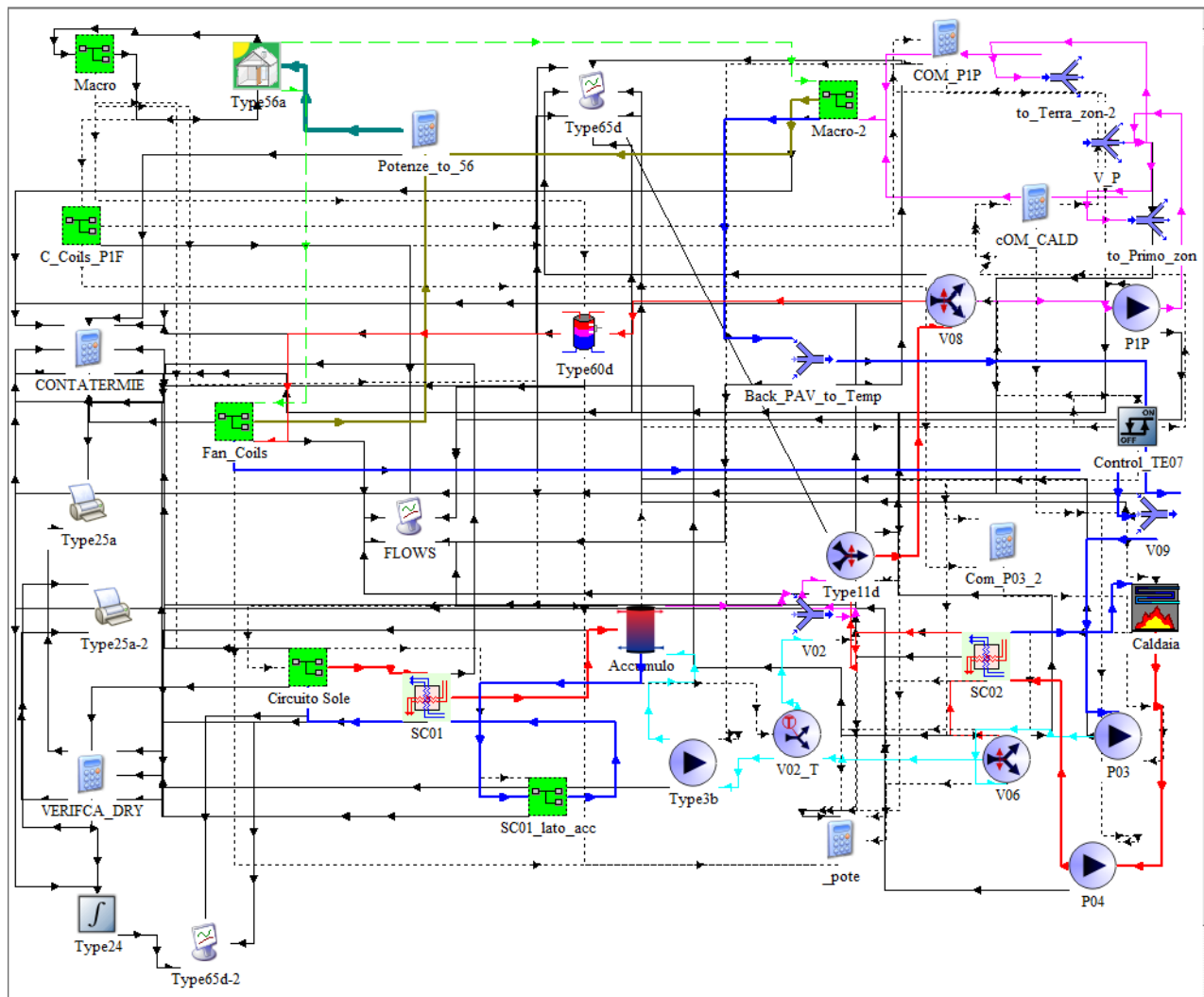


Figura 28: Layout deck impianto solar heating and cooling Edificio F92

Le simulazioni hanno verificato il comportamento dell'impianto dal punto di vista delle temperature e portate nei vari circuiti, oltre che dal punto di vista dei bilanci energetici principali. Questi ultimi hanno riguardato l'energia solare incidente sui collettori, l'energia utile prodotta da questi (FE01), l'energia solare utilizzata per caricare l'accumulo (FE02) e quella utile fornita da quest'ultimo all'utenza, l'energia fornita dalla caldaia integrativa (FE03).

Evoluzione della logica di regolazione

A titolo d'esempio, si riportano di seguito alcune valutazioni effettuate grazie al modello in merito alla logica di regolazione del sistema di accumulo dell'energia solare (Figura 29):

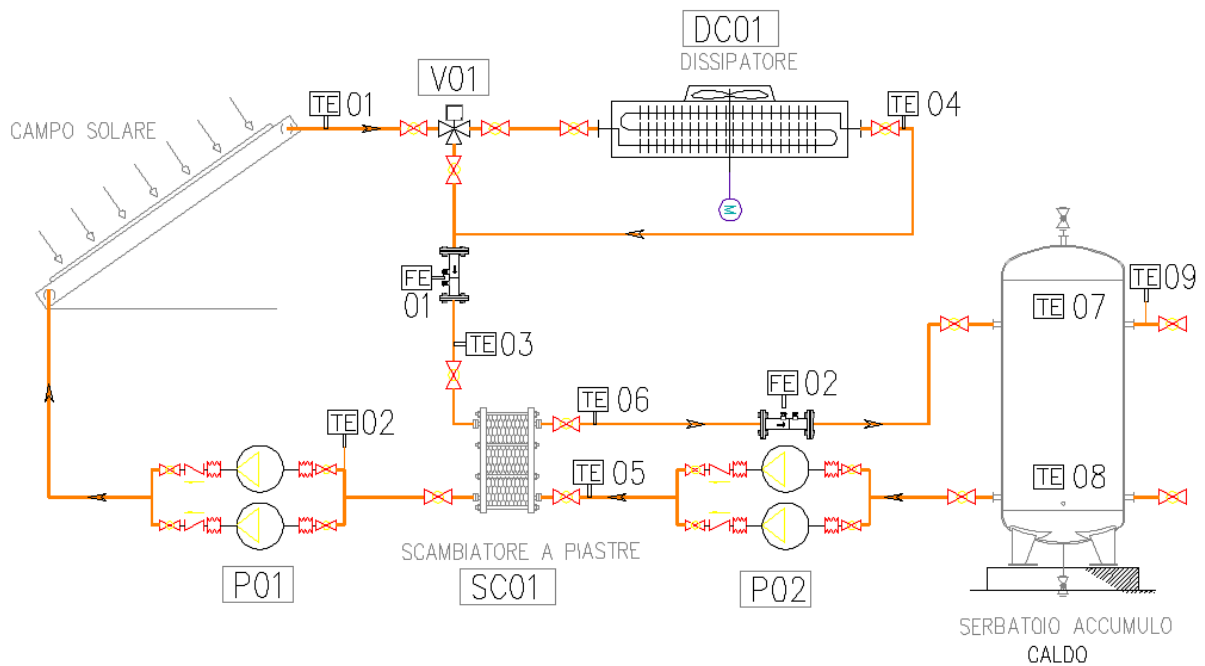


FIGURA 29: Stralcio schema funzionale – Campo solare, dry-cooler e serbatoio accumulo

In fase di progettazione è stato previsto un numero doppio di elettropompe rispetto a quelle necessarie, in modo di averne sempre una di riserva all'altra (es. P02A e P02B). Durante la simulazione dell'impianto in TRNSYS si è provato, in alcune particolari condizioni operative, a raddoppiare la portata d'acqua lato accumulo termico avviando anche l'elettropompa di riserva (P02B). Di seguito i risultati ottenuti dal modello con una e due elettropompe in funzione.

CASO 1: solo P02A in funzione

Il meccanismo di caricamento del puffer dipende soltanto dalla condizione di illuminamento esterno, dalla temperatura dell'acqua in uscita dal campo solare (TE01) e dalla temperatura dell'acqua presente all'interno dell'accumulo caldo (TE07). La carica del puffer viene effettuata quando la TE01 è tale da poter riscaldare l'accumulo ($TE01 - TE07 \geq 3,5^\circ\text{C}$).

Di seguito il risultato di una simulazione (01 gennaio – 15 aprile) effettuata supponendo la logica di regolazione sopra descritta. In Figura 30 si riporta l'andamento nel periodo di simulazione dell'energia utile prodotta dal campo solare (FE01), dell'energia solare utilizzata per caricare l'accumulo (FE02) e di quella dissipata attraverso il dry cooler:

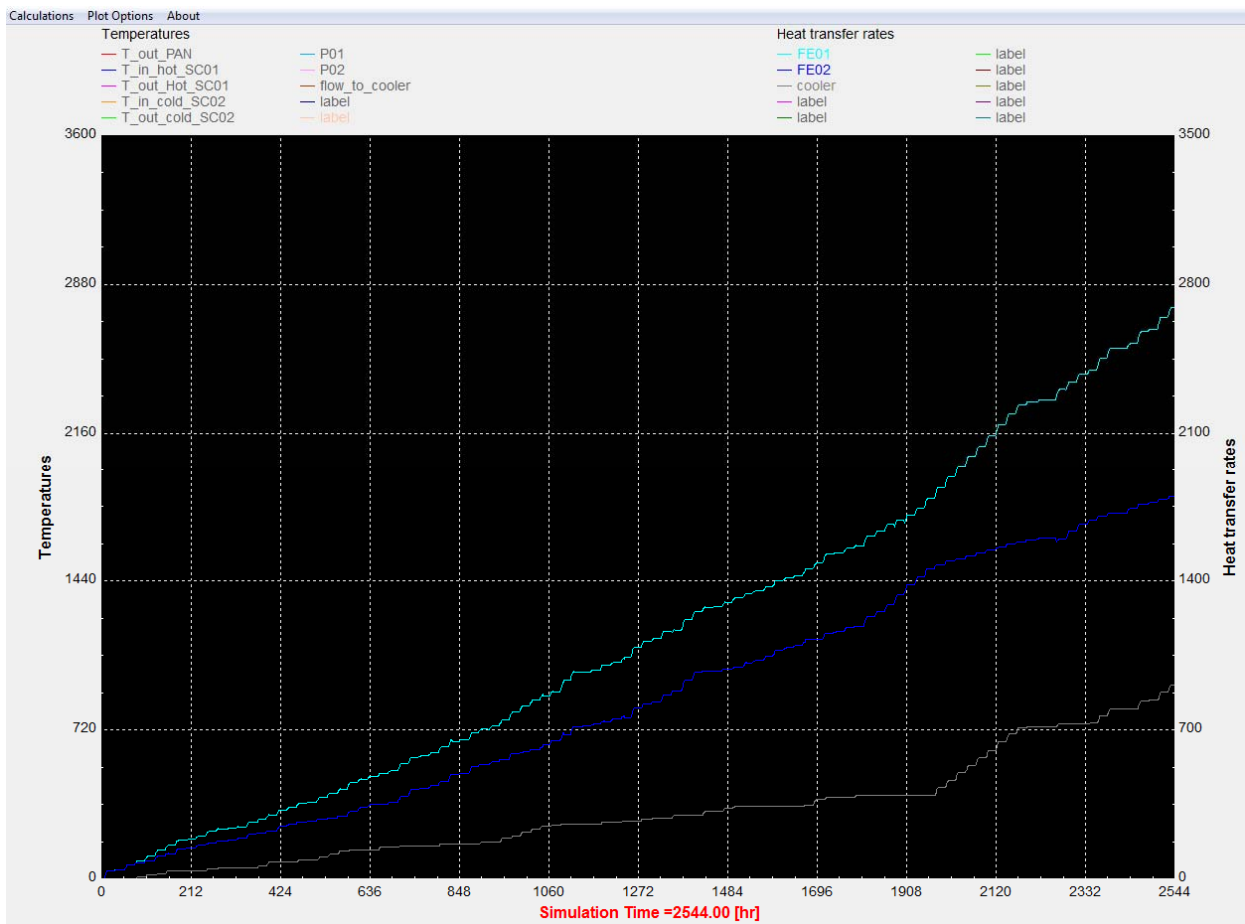


FIGURA 30: Energia termica trasferita (FE01, FE02, cooler) in kWh – caso 1

Di seguito si riepilogano le percentuali d'energia prodotta dal campo solare, accumulata e dissipata (Figura 31):

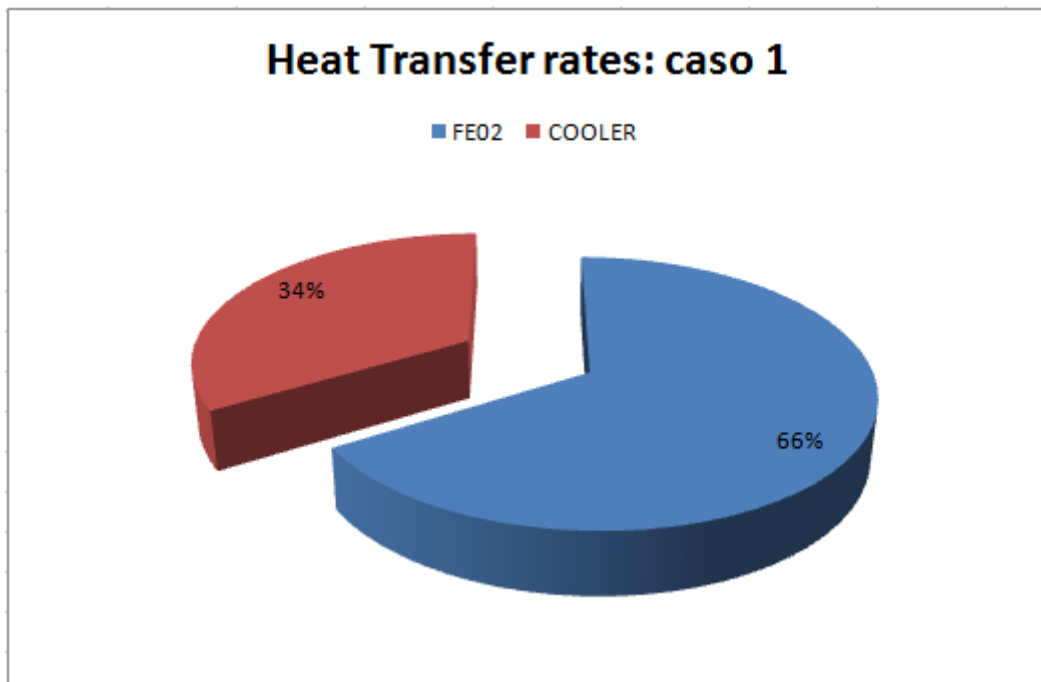


FIGURA 31: Energia termica trasferita (FE02, COOLER) – caso 1

CASO 2: P02A in funzione e possibilità di avviamento P02B

Il meccanismo di caricamento del puffer dipende soltanto dalla condizione di illuminamento esterno, dalla temperatura dell'acqua in uscita dal campo solare (TE01) e dalla temperatura dell'acqua presente all'interno dell'accumulo caldo (TE07). La carica del puffer viene effettuata quando la TE01 è tale da poter riscaldare l'accumulo ($TE01 - TE07 \geq 3,5^{\circ}\text{C}$). Per meglio sfruttare l'energia resa disponibile dal sole durante le ore a maggiore insolazione, quando la temperatura dell'acqua prodotta dal campo solare (TE01) supera gli 81°C , viene attivata anche la seconda elettropompa P02B aumentando così la potenza scambiata. Per evitare un eccessivo abbassamento della TE01, l'elettropompa P02B verrà disattivata quando $TE01 \leq 79^{\circ}\text{C}$.

Di seguito il risultato di una simulazione (01 gennaio – 15 aprile) effettuata supponendo la logica di regolazione sopra descritta. In Figura 32 si riporta l'andamento nel periodo di simulazione dell'energia utile prodotta dal campo solare (FE01), dell'energia solare utilizzata per caricare l'accumulo (FE02) e di quella dissipata attraverso il dry cooler:

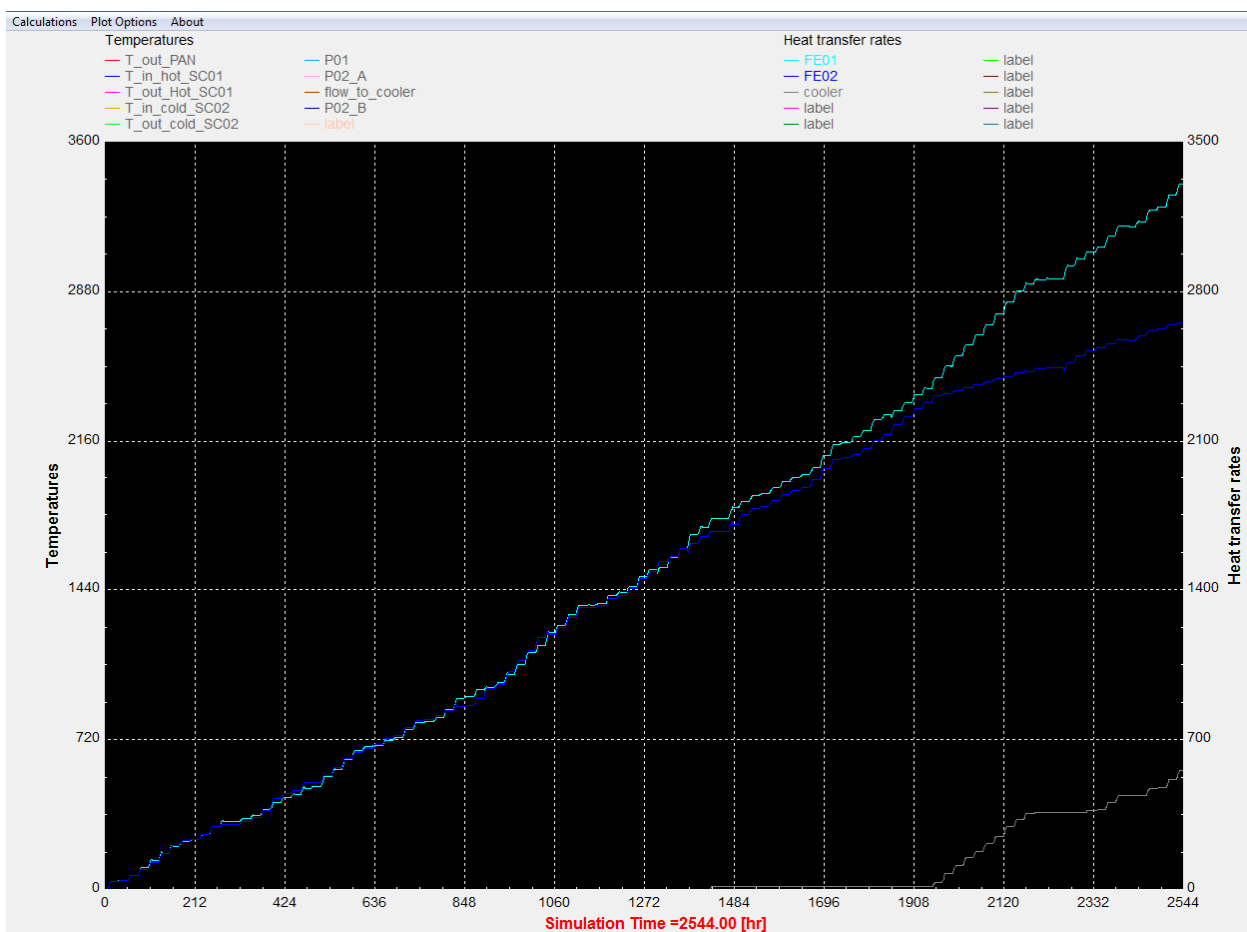


FIGURA 32: Energia termica trasferita (FE01, FE02, cooler) in kWh – caso 2

Di seguito si riepilogano le percentuali d'energia prodotta dal campo solare, accumulata e dissipata (Figura 33):

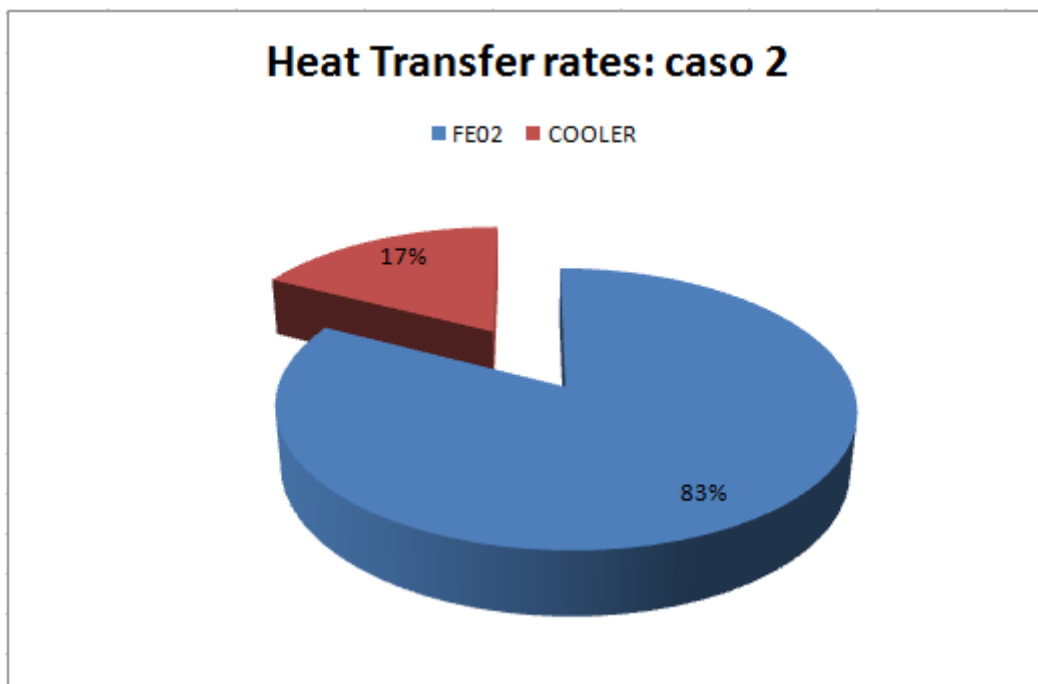


FIGURA 33: *Energia termica trasferita (FE02, cooler) – caso 2*

Come è evidente, l'energia termica utilizzata per caricare l'accumulo è superiore rispetto a quanto trasferito al puffer nel caso 1: allo stesso tempo, l'energia dissipata dal dry cooler si è ridotta sensibilmente.

Altre simulazioni sono state effettuate con numerose diverse strategie di regolazione fino ad ottimizzare le performance complessive dell'impianto ottenute con l'attuale logica di regolazione e controllo impostata.

5.3 Performance dell'impianto in funzionamento invernale

Di seguito si riportano i dati sperimentali relativi al monitoraggio dell'impianto per il periodo 09 febbraio-15 aprile 2012. È stato deciso di far funzionare l'impianto in modo continuo (24 ore) dal 09 febbraio al 17 febbraio 2012 e di impostare un funzionamento di tipo intermittente dal 19 febbraio al 15 aprile 2012 (funzionamento intermittente: ore 7.00-17.00). L'analisi dei dati sperimentali permette di valutare le prestazioni dell'impianto in modalità heating determinando in che percentuale la produzione di energia realizzata dal campo solare contribuisca a soddisfare il fabbisogno energetico dell'intero edificio. Le grandezze indagate riguardano la produzione di acqua calda utilizzata per il riscaldamento invernale degli ambienti, e quindi la parte d'impianto costituita dall'accumulo caldo, dal campo solare, dalla caldaia integrativa e dai rispettivi scambiatori di calore. Il flusso energetico destinato all'edificio segue un diverso iter, indagabile attraverso i contatermie installati (tabella 1), a seconda se interviene la caldaia integrativa o il campo solare. In questo ultimo caso, l'energia prodotta dal campo solare dipende ovviamente dall'irradianza solare incidente sui pannelli mentre quella effettivamente utilizzata per caricare l'accumulo dipende dall'attivazione del dry cooler e dallo scambio termico che avviene attraverso lo scambiatore a piastre interposto tra il circuito solare ed il puffer (Figura 34). I dati energetici misurati attraverso i contatermie, vengono forniti dal BMS con cadenza oraria, giornaliera e mensile. In Figura 35 è riportato il layout d'impianto ponendo in evidenza i contatermie installati.

Legenda	
Month/Day	Istante di acquisizione
FE01	Energia prodotta dal campo solare [kWh]
FE02	Energia scambiata dal campo solare con l'accumulo [kWh]
FE03	Energia prodotta dalla caldaia integrativa [kWh]
FE07	Energia inviata all'edificio attraverso il termodotto [kWh]

TABELLA 1: Codici identificativi contatermie installati



FIGURA 34: Schema produzione e fornitura energia a partire dai collettori solari

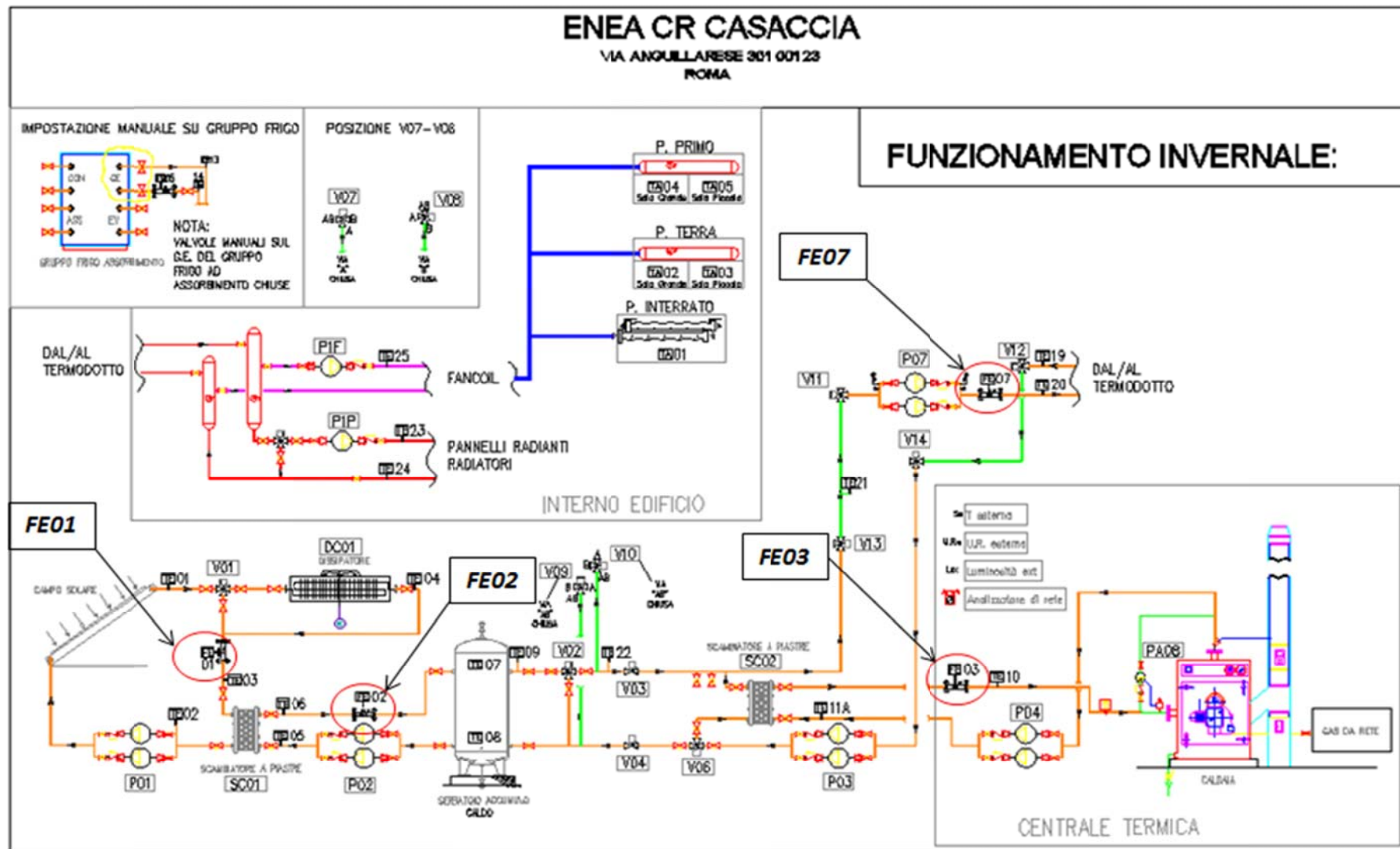


FIGURA 35: Schema semplificato impianto in modalità solar heating situato presso il CR Enea Casaccia (Roma), con dettaglio contatermie

L'energia prodotta dal campo solare è conseguenza diretta delle condizioni metereologiche, dei dati climatici, del periodo dell'anno e dei dati geografici della località in cui l'impianto è ubicato (tabella 2).

Latitudine	42°03' N
Longitudine	12°18' Est
Zona Climatica	D
Accensione Impianti Termici	12 ore giornaliere dal 1 novembre al 15 aprile

TABELLA 2: *Dati climatici e geografici della località di Casaccia*

La radiazione solare incidente sul piano dei collettori, inclinati di 38° rispetto al piano orizzontale, è stata calcolata a partire dai dati sperimentali di irradianzasolare globale orizzontale e diffusa orizzontale (W/m^2) rilevati da una stazione meteo (Figura 36) installata sulla copertura dell'edificio F-92 (Responsabile stazione meteo: Unità Tecnica Fonti Rinnovabili - Laboratorio Progettazione Componenti ed Impianti).



FIGURA 36: *Stazione di acquisizione dati solari e stazione meteo (Urtin-Pci)*

I valori della temperatura dell'aria esterna (Figura 37) vengono acquisiti dal sistema BMS ogni dieci minuti a partire dai rilevamenti effettuati da una sonda di temperatura da esterno installata in campo.

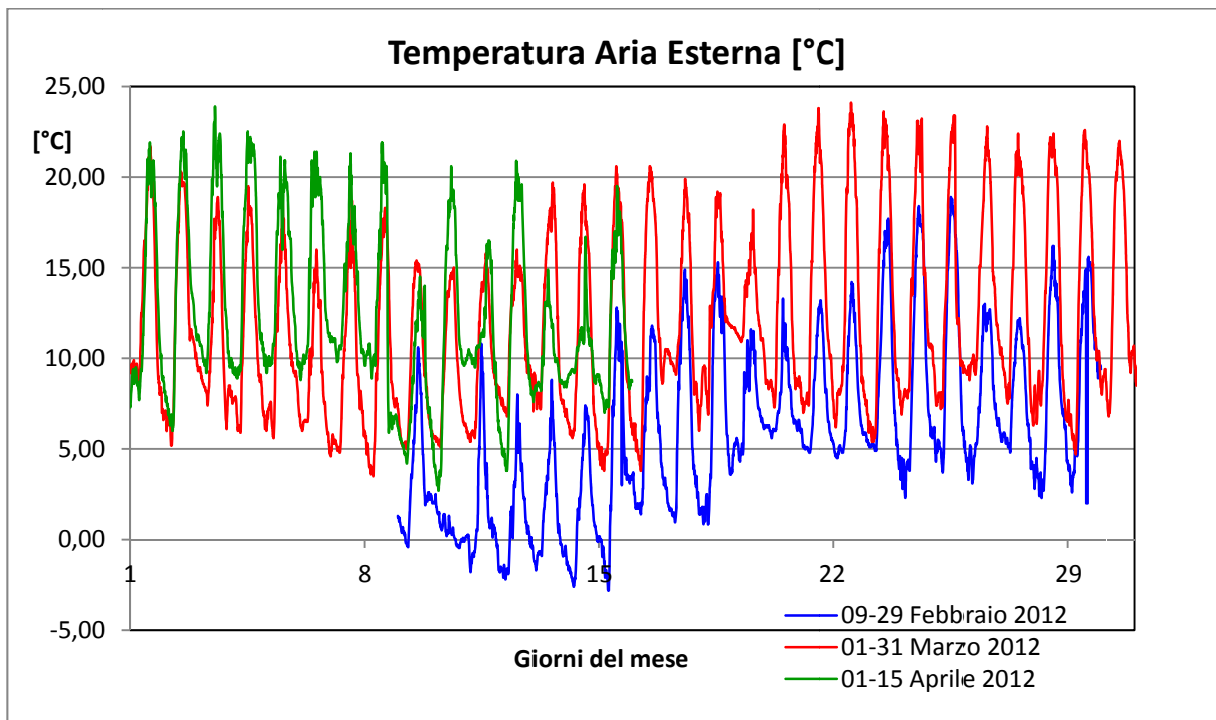


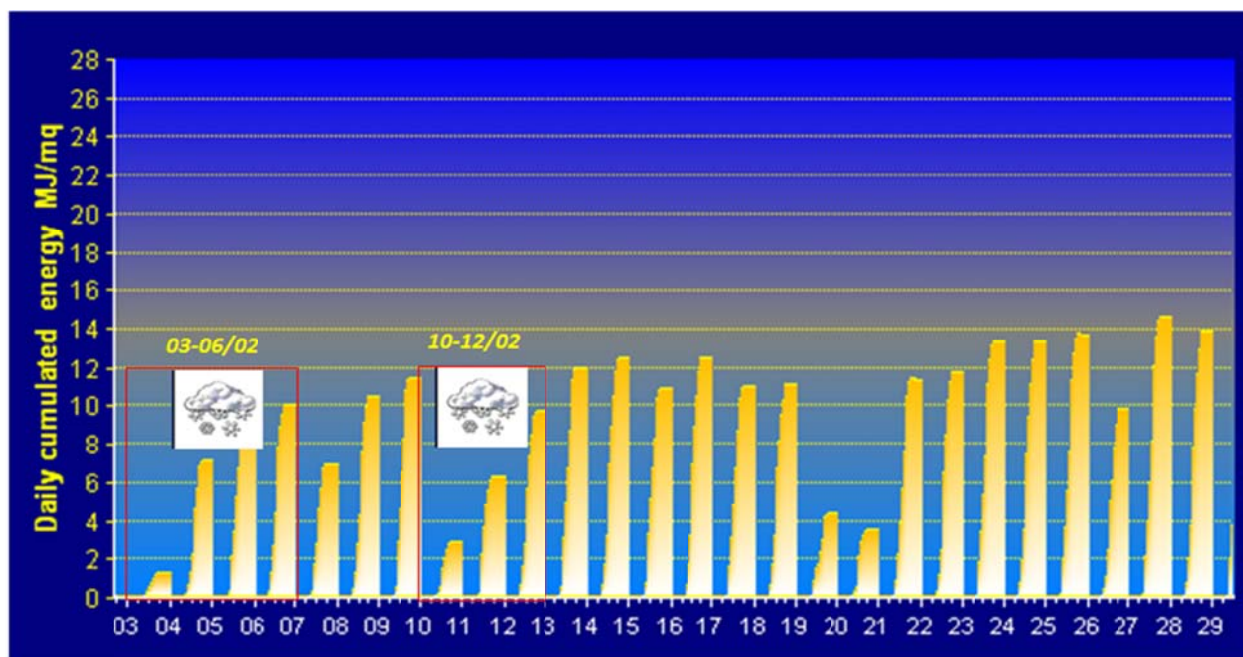
FIGURA37: Temperatura giornaliera aria esterna durante l'intero periodo di monitoraggio

Nei mesi monitorati, le condizioni meteo e termo igrometriche esterne sono estremamente variabili, determinando una diversa radiazione solare incidente sui collettori.

Di seguito si riportano dettagliatamente i risultati ottenuti dalla campagna di monitoraggio invernale per ogni mese considerato:

5.3.1 Periodo di monitoraggio 09 Febbraio - 29 Febbraio 2012

Nei giorni 10 e 11 febbraio 2012 si sono verificate copiose precipitazioni nevose che hanno compromesso il funzionamento dei collettori solari poiché ricoperti totalmente da una spessa coltre di neve. Il mese è stato caratterizzato da precipitazioni nevose e piovose accompagnate da una nuvolosità sparsa alternata a schiarite (Figura 38).



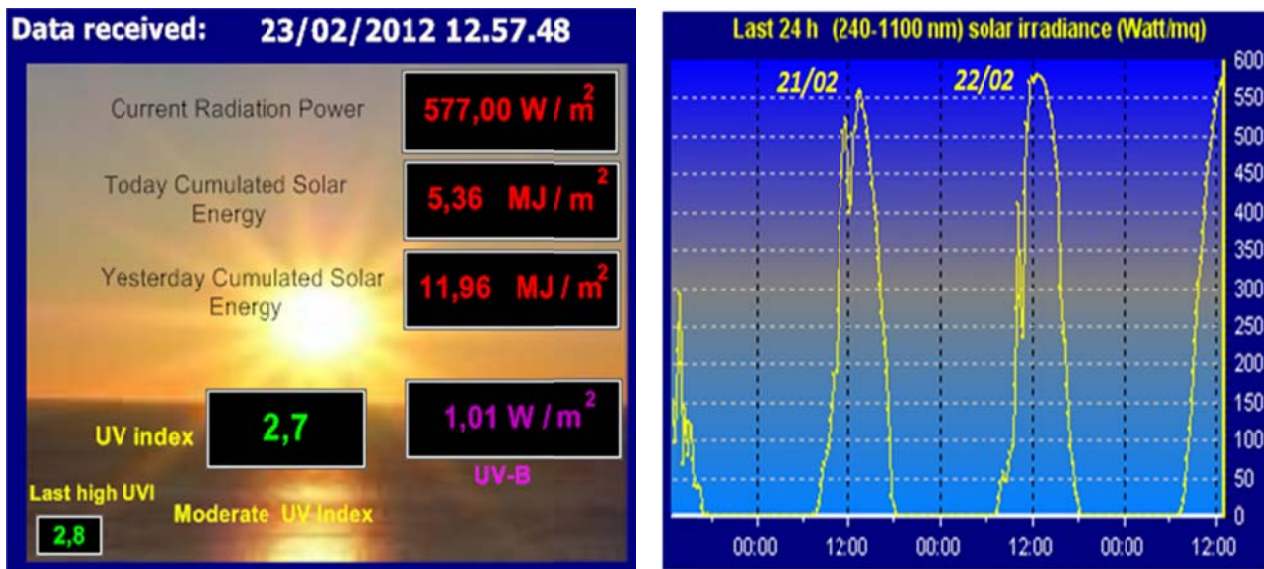


FIGURA 38: Andamento della radiazione solare per il mese di Febbraio

Il monitoraggio è stato condotto dal 9 al 17 Febbraio con l'impianto in modalità di funzionamento continuo (24 ore), mentre nei giorni restanti del mese si è impostato il funzionamento definitivo, caratteristico anche dei mesi successivi, intermittente con impianto acceso dalle ore 7 alle ore 17. Di seguito si riportano i risultati relativi al fabbisogno energetico dell'edificio (Figura 39), all'energia fornita dalla caldaia integrativa (Figura 40) e all'energia termica solare stoccata nel serbatoio di accumulo (Figura 41) di cui viene indicata la quota parte effettivamente sfruttata dall'edificio.

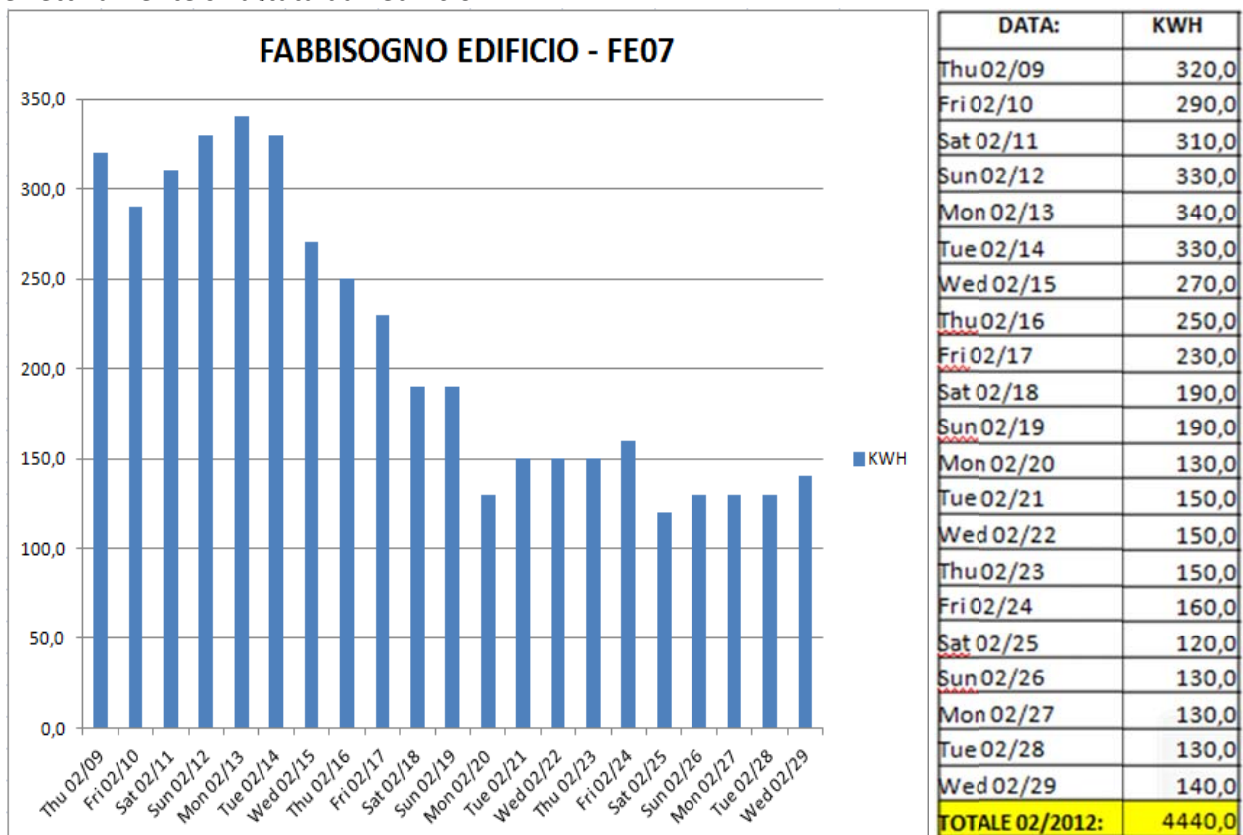


FIGURA 39: Fabbisogno dell'edificio (FE07) dal 9 al 29 Febbraio

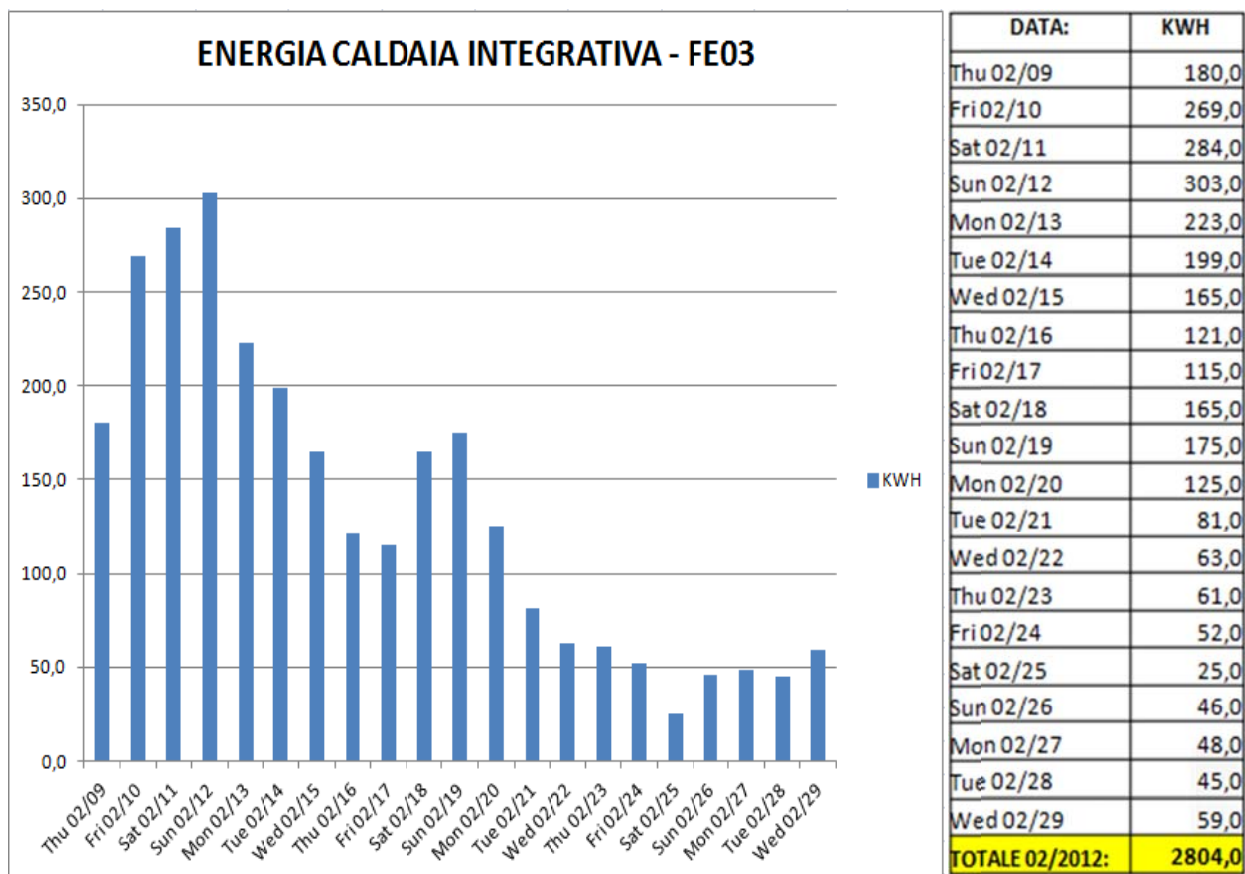


FIGURA 40: Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dal 9 al 29 Febbraio

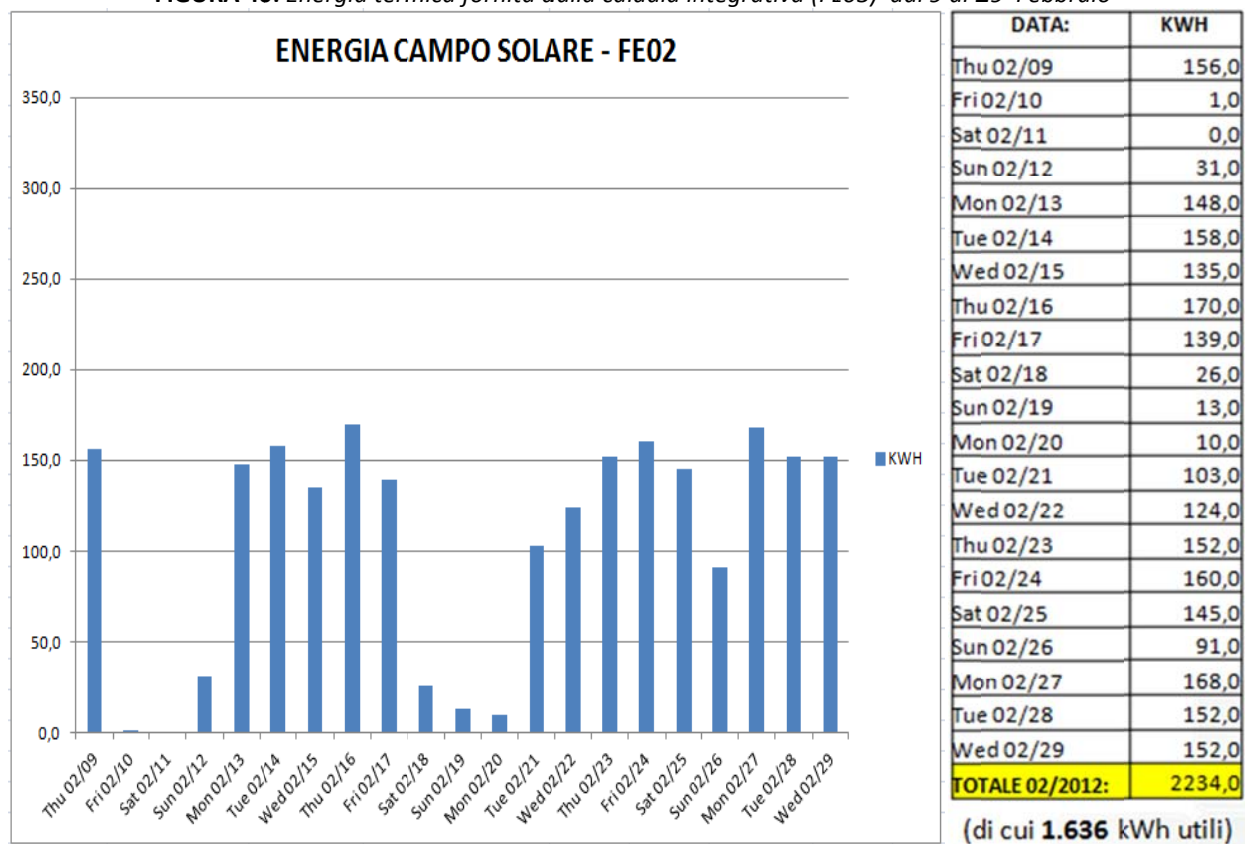


FIGURA 41: Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) dal 9 al 29 Febbraio

I risultati ottenuti per il mese di febbraio (Figura 42) mostrano come il funzionamento della caldaia ha contribuito con una maggiore percentuale (63%) al soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio, rispetto a quanto fornito dal campo solare (37%), sia per le avverse condizioni meteo riscontrate e sia per alcune inefficienze legate al sistema di regolazione, ancora in fase di perfezionamento.

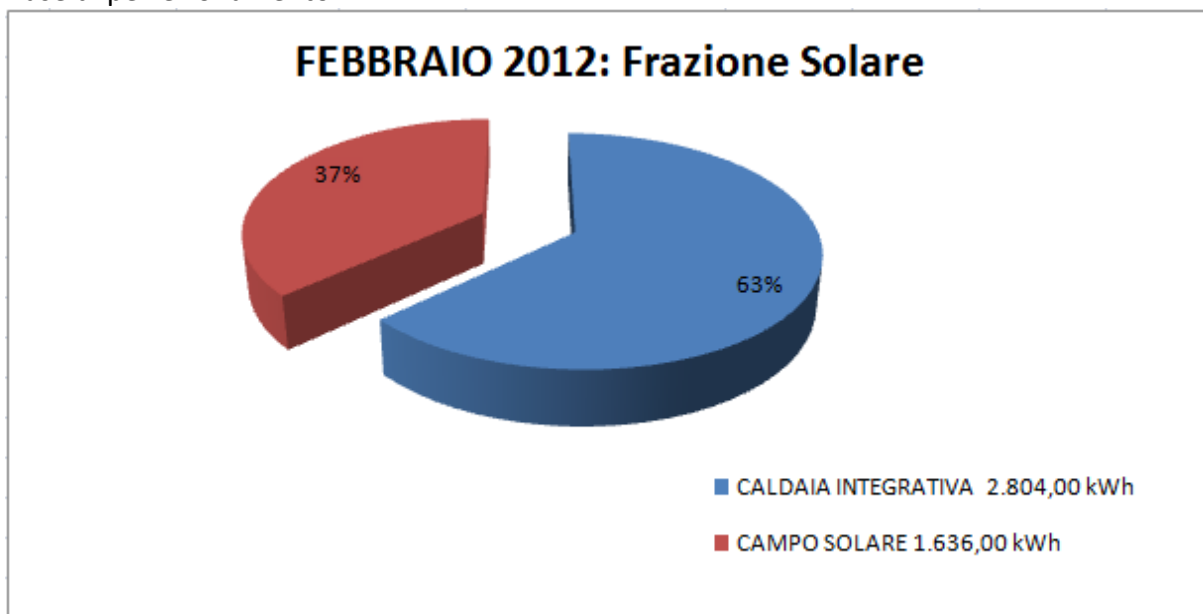


FIGURA 42: Frazione solare dal 9 al 29 Febbraio

Il fabbisogno energetico dell'edificio nel mese di febbraio è maggiore soprattutto nei primi giorni del mese quando si sono verificate le condizioni meteorologiche più severe, con una temperatura dell'aria esterna media di circa 6°C e che raramente ha raggiunto i 10°C (Figura 43).

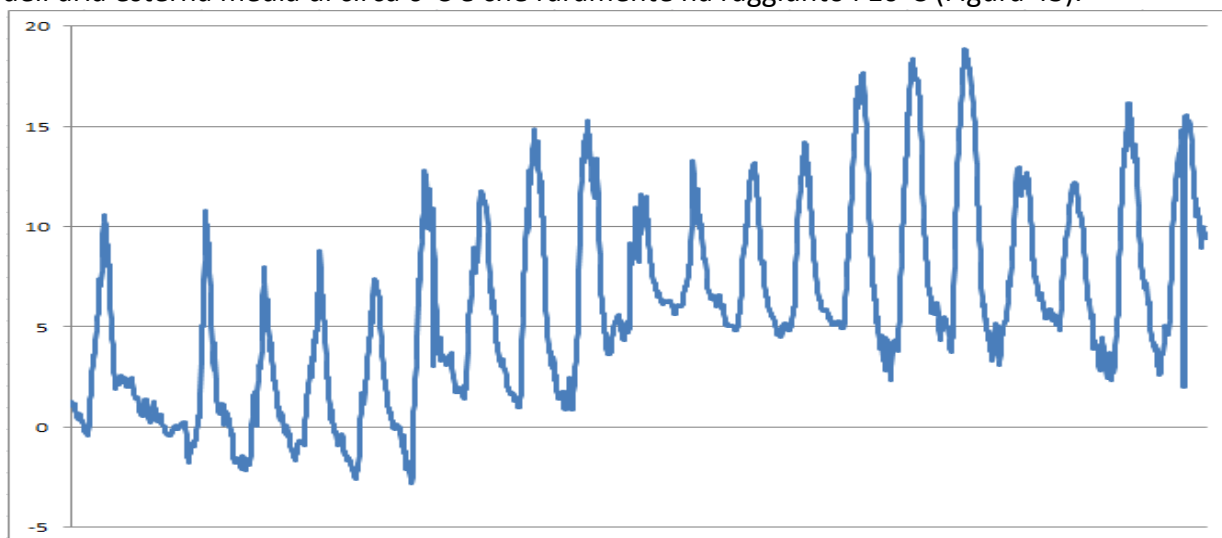


FIGURA 43: Andamento della temperatura esterna per il mese di Febbraio

5.3.2 Periodo di monitoraggio 01 Marzo -31 Marzo 2012

Nel mese di Marzo si è avuta una maggiore presenza di sole (Figura 44) che ha contribuito ad abbassare le richieste di energia da parte dell'edificio (Figura 45), sempre inferiori ai 150 kWh giornalieri, per mantenere le condizioni di comfort all'interno, rispetto al mese precedente.

Inoltre è stata predisposta una nuova logica di regolazione più raffinata ed efficiente (22 Marzo 2012) e il funzionamento dell'impianto è stato intermittente per tutto il mese (acceso dalle 7 alle 17).

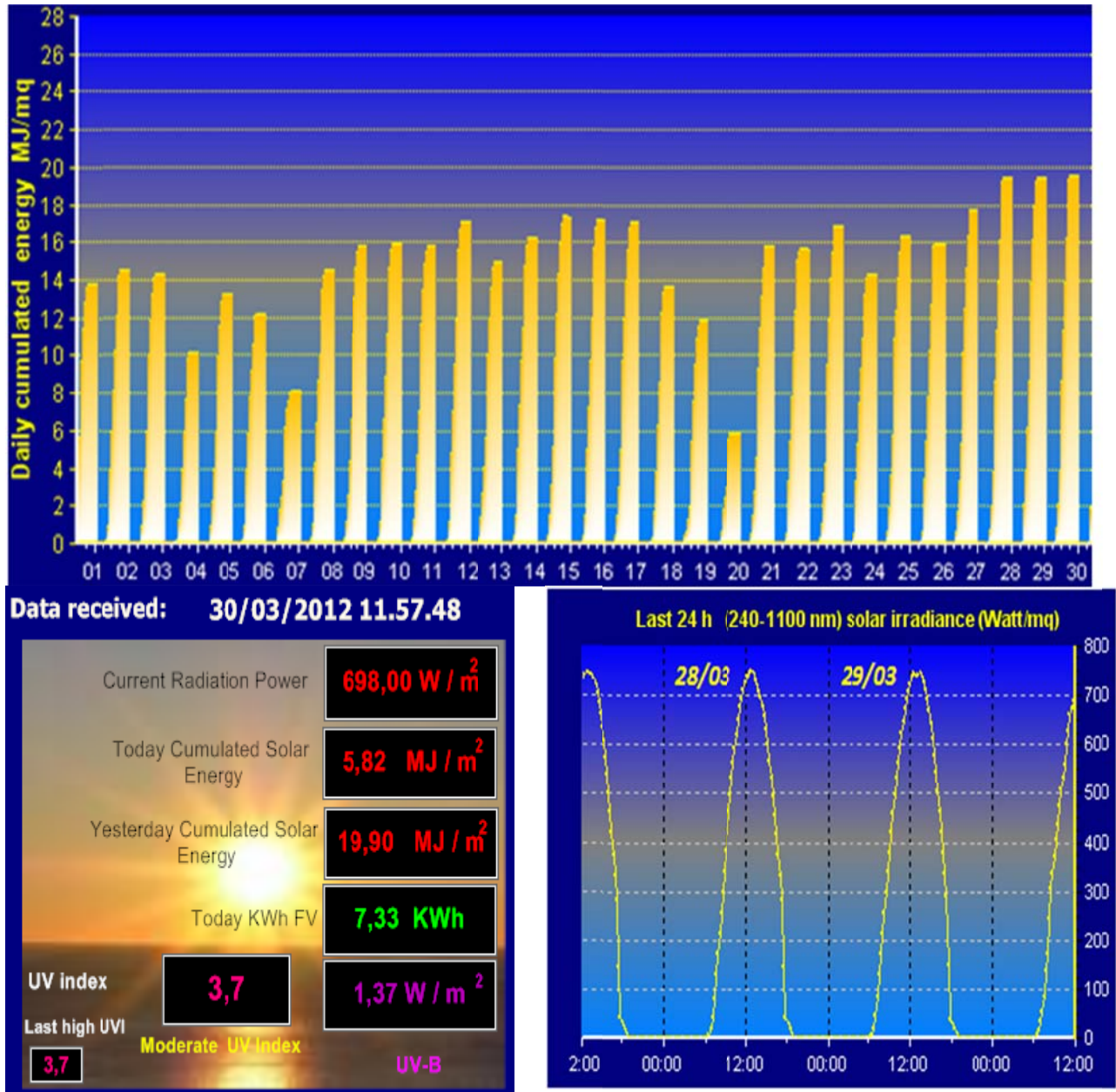


FIGURA 44: Andamento della radiazione solare per il mese di Marzo

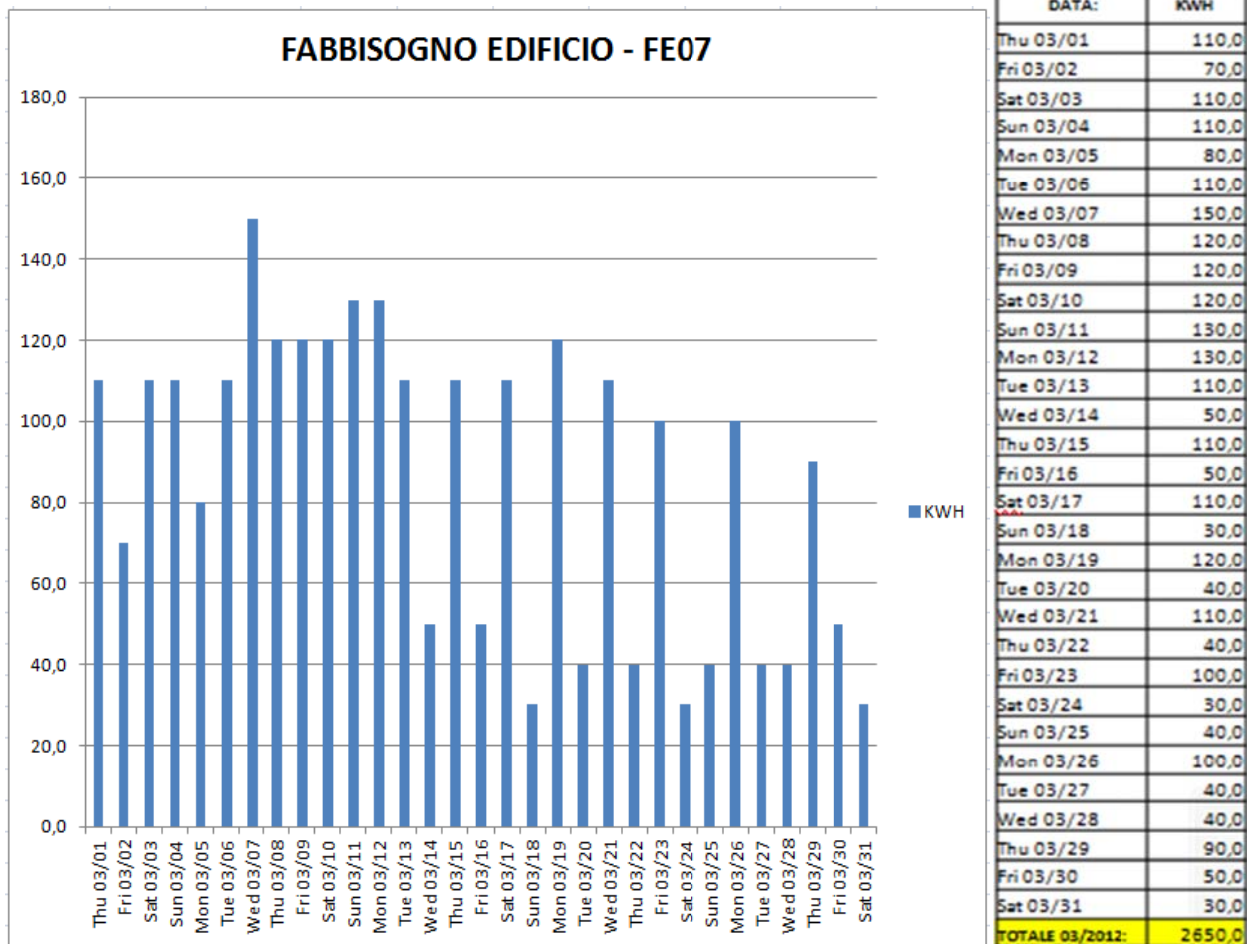


FIGURA 45: Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall' 1 al 31 Marzo

Il contributo da caldaia (Figura 46) è stato notevolmente inferiore rispetto a quello del campo solare (Figura 47); durante il mese di Marzo il miglioramento delle condizioni meteorologiche ha portato ad un contributo da solare per il riscaldamento dell'edificio pari all'81%, contro il 19% fornito da caldaia integrativa (Figura 48). I precedenti discorsi sono confermati dall'aumento della temperatura media esterna (Figura 49).

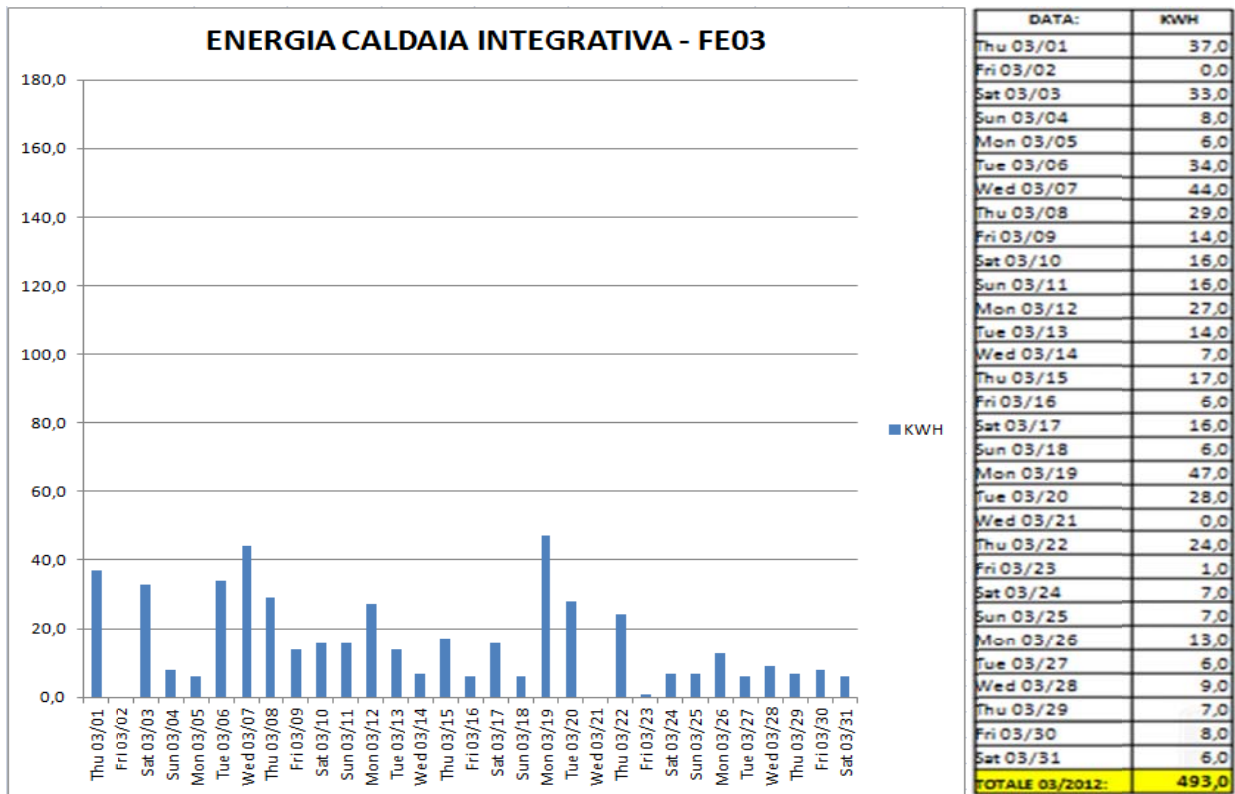


FIGURA 46: Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall' 1 al 31 Marzo

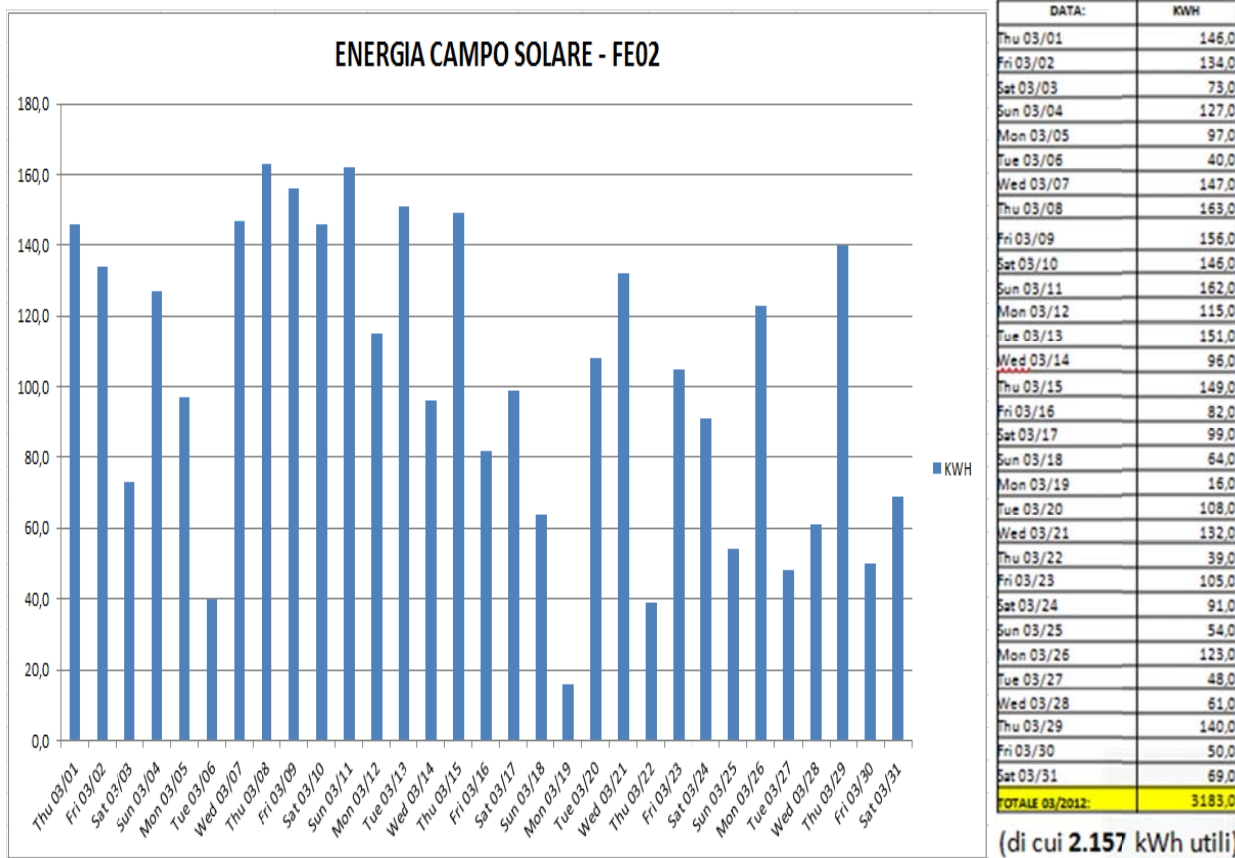


FIGURA 47: Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) dall' 1 al 31 Marzo

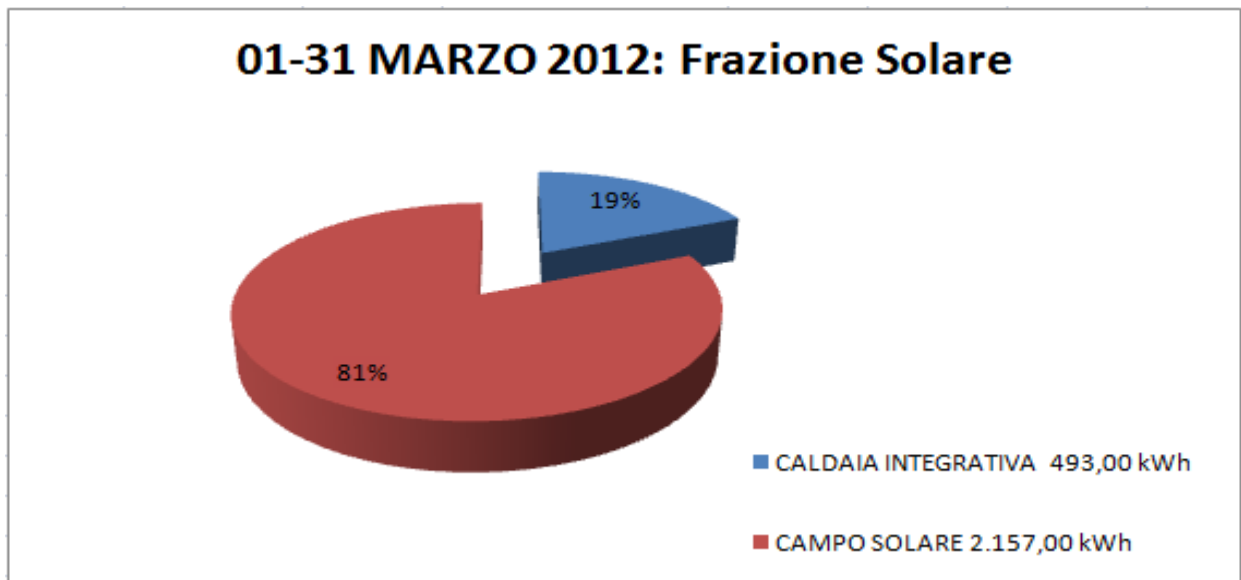


FIGURA 48: *Frazione solare dall' 1 al 31 Marzo*

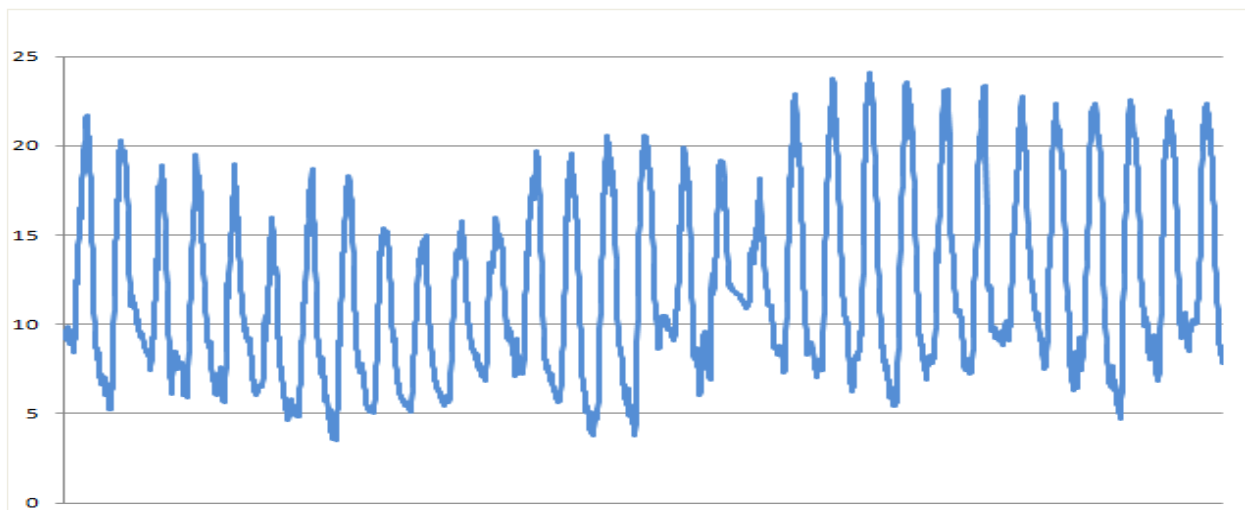


FIGURA 49: *Andamento della temperatura esterna per il mese di Marzo*

5.3.3 Periodo di monitoraggio 01 Aprile -15 Aprile 2012

Il monitoraggio si è concluso il 15 Aprile in corrispondenza della fine della stagione invernale per la zona climatica D, nella quale rientra l'ubicazione dell'edificio e dell'impianto. Il comportamento dell'impianto ha rispecchiato quanto verificatosi nel mese di Marzo, con temperature dell'aria esterna in linea con il periodo, anche se è stato caratterizzato da una forte presenza di nuvole e richieste termiche da parte dell'edificio sempre più basse che sono state soddisfatte per il 69% dalla fonte solare e per il 31% dalla fonte fossile attraverso la caldaia. I risultati sono di seguito riepilogati (Figure 50-55):

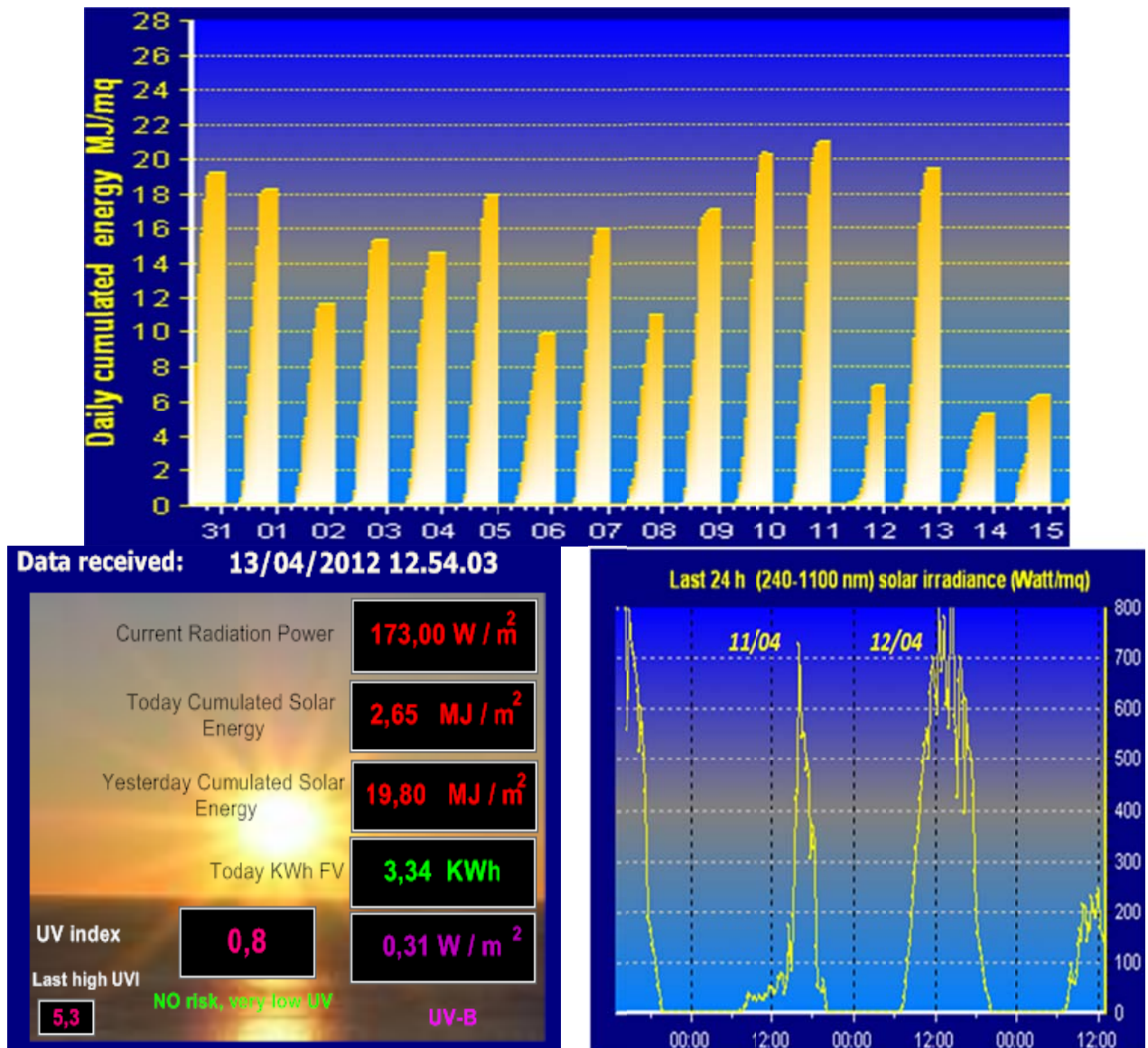


FIGURA 50: Andamento della radiazione solare per il mese di Aprile

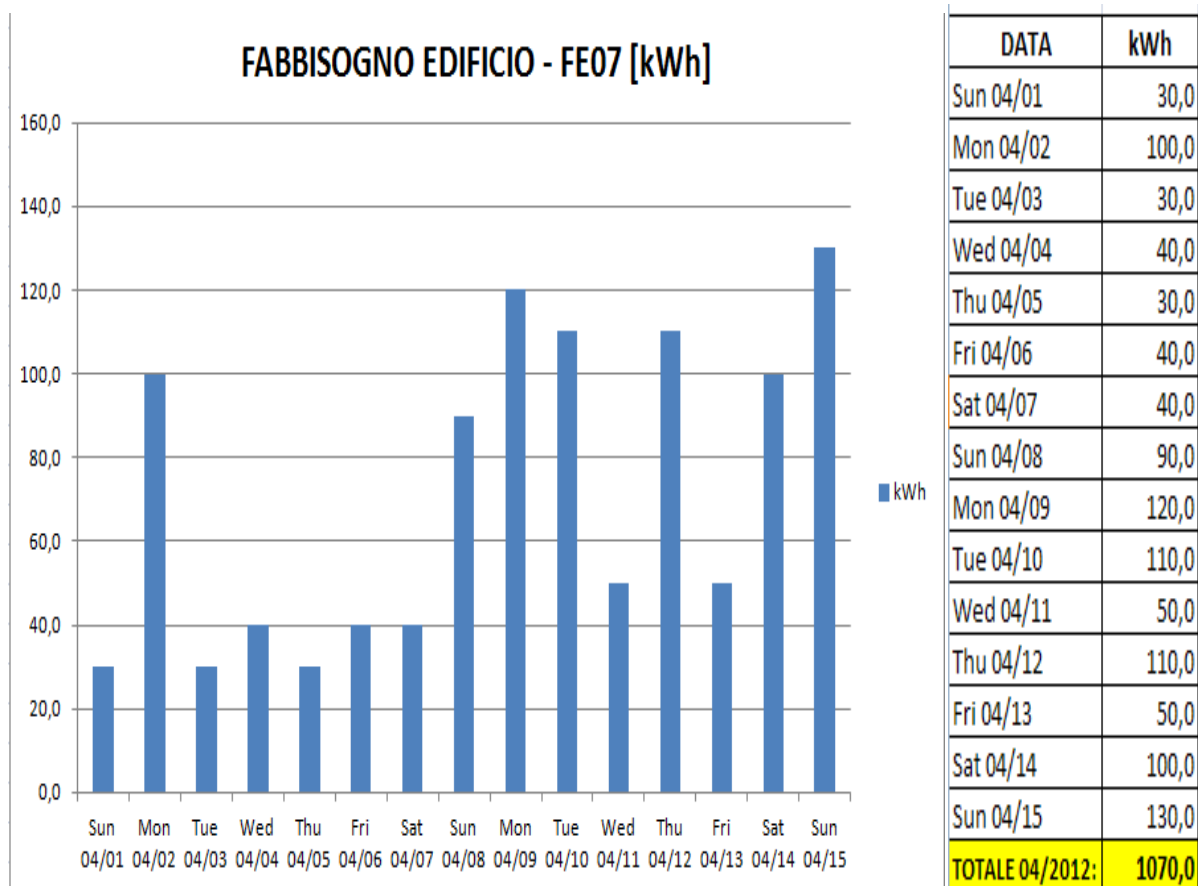


FIGURA 51: Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall' 1 al 15 Aprile

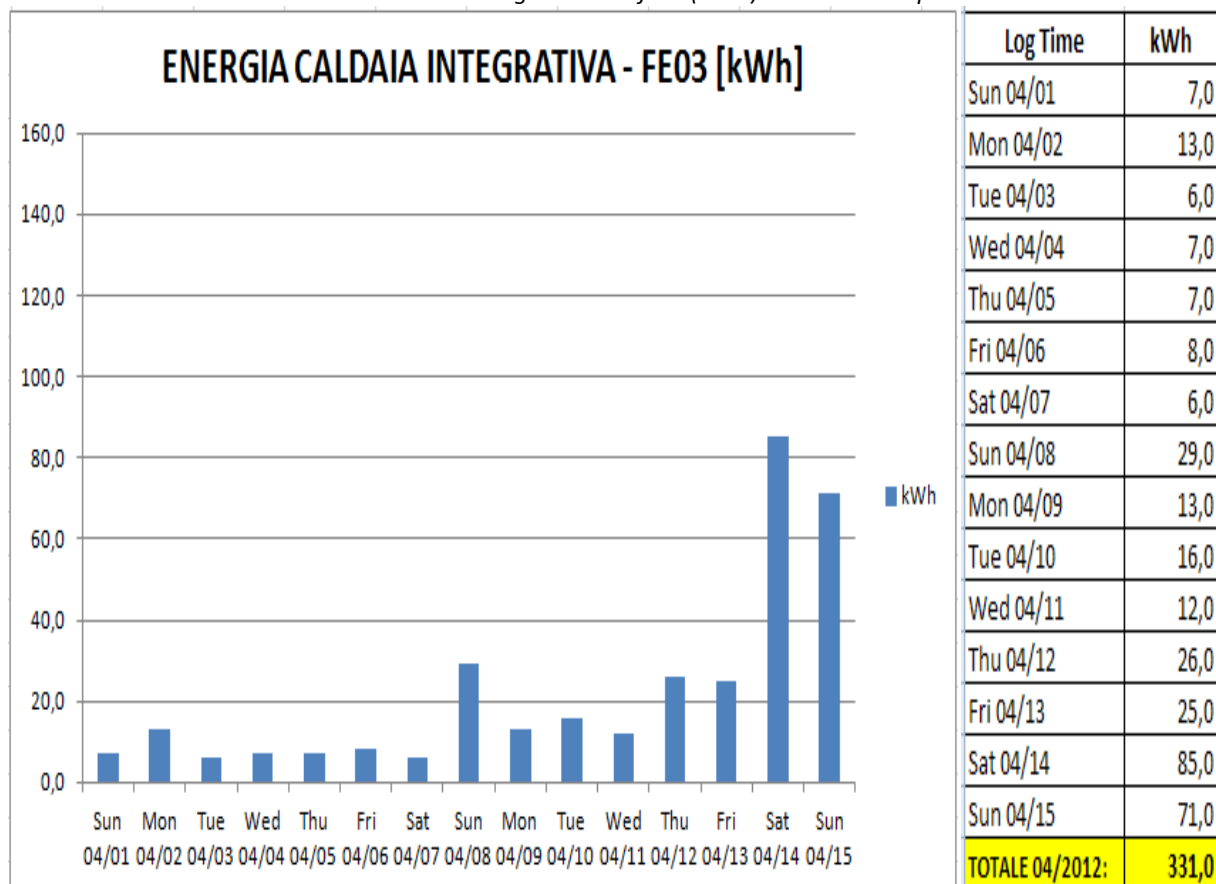


FIGURA 52: Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall' 1 al 15 Aprile

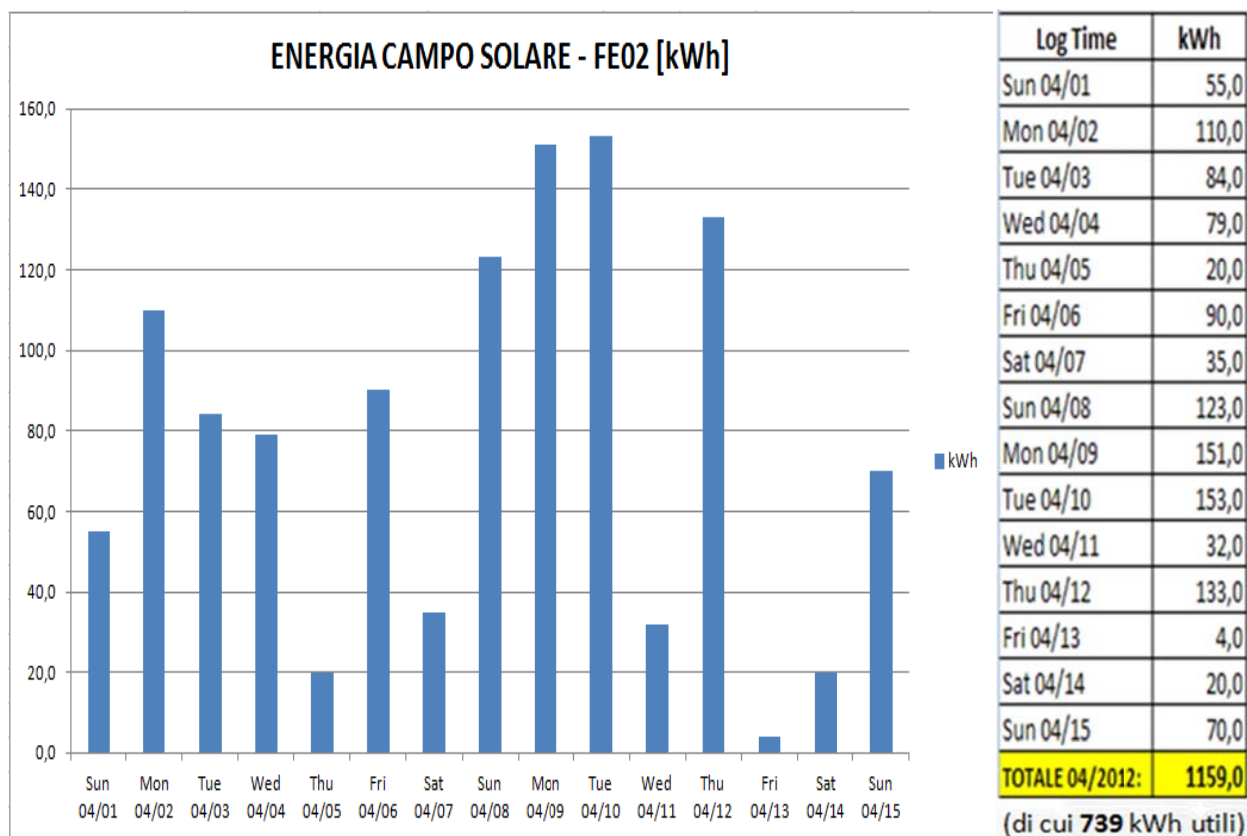


FIGURA 53: Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) dall' 1 al 15 Aprile

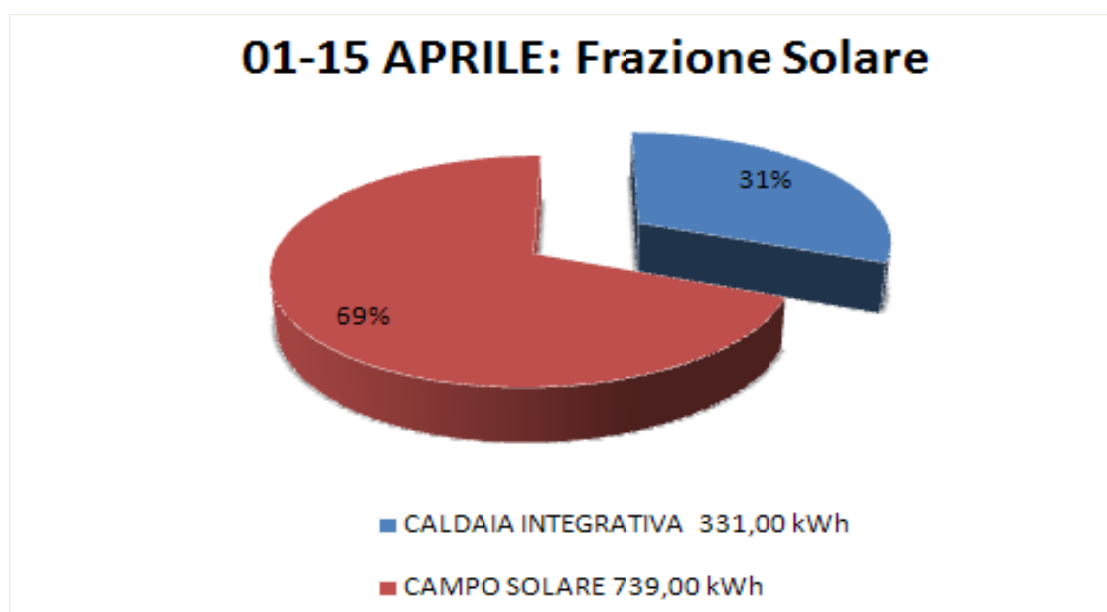


FIGURA 54: Frazione solare dall' 1 al 15 Aprile

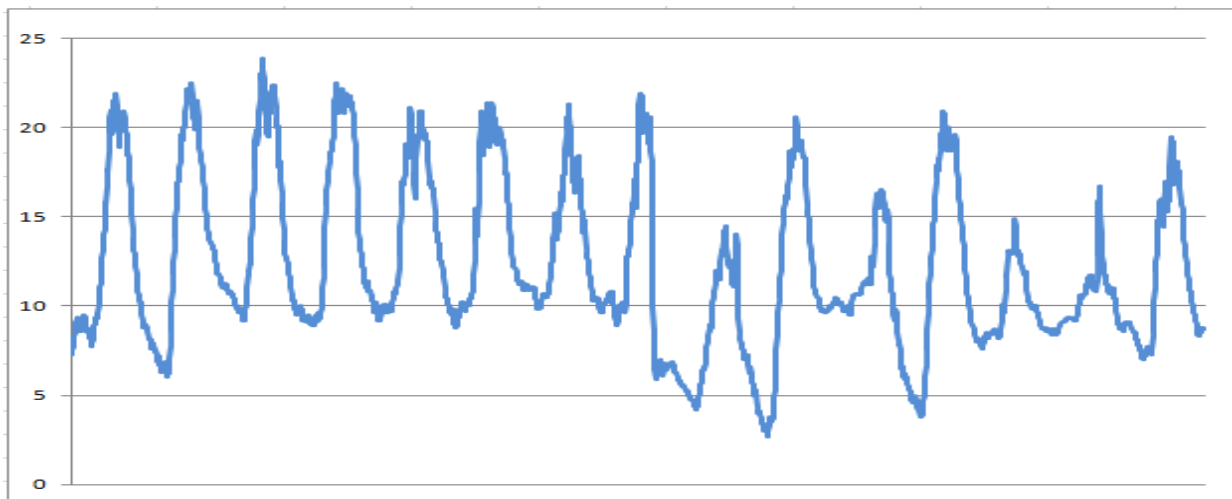


FIGURA 55: Andamento della temperatura esterna per il mese di Aprile

5.3.4 Riepilogo campagna invernale monitoraggio: 09 Febbraio-15 Aprile 2012

A **marzo** la radiazione solare incidente sui collettori totalizzata è stata maggiore rispetto agli altri mesi (**10.917 kWh**) a causa sia di un numero maggiore di giorni di monitoraggio (31 giorni contro i 21 giorni di febbraio ed i 15 giorni di aprile) e sia della maggiore temperatura media mensile dell'aria esterna (circa 12°C), maggiore di quella del mese di febbraio (6°C) e molto vicina a quella di aprile. Inoltre, per l'80% circa della sua durata, il mese di marzo è stato interessato dalla presenza di cielo sereno, mentre a **febbraio** (Radiazione solare incidente sui collettori pari a **5.703 kWh**) tale percentuale diminuisce (67% circa) a causa della presenza di precipitazioni nevose (10 e 11 febbraio 2012) e piovose accompagnate da una nuvolosità sparsa alternata a schiarite. Per tenere conto dell'effetto della neve circostante ai pannelli solari, nel calcolo della radiazione solare incidente su di essi è stato necessario utilizzare il coefficiente di riflessine specifico per la neve nei giorni compresi tra il 13 febbraio e il 16 febbraio 2012 ($\rho=0,75$ contro $\rho=0,22$ utilizzato nel resto del periodo di monitoraggio). La radiazione solare incidente sui collettori totalizzata nel mese di **aprile** (**3.825 kWh**) è riferita ai soli primi quindici giorni del mese (Figura 56).

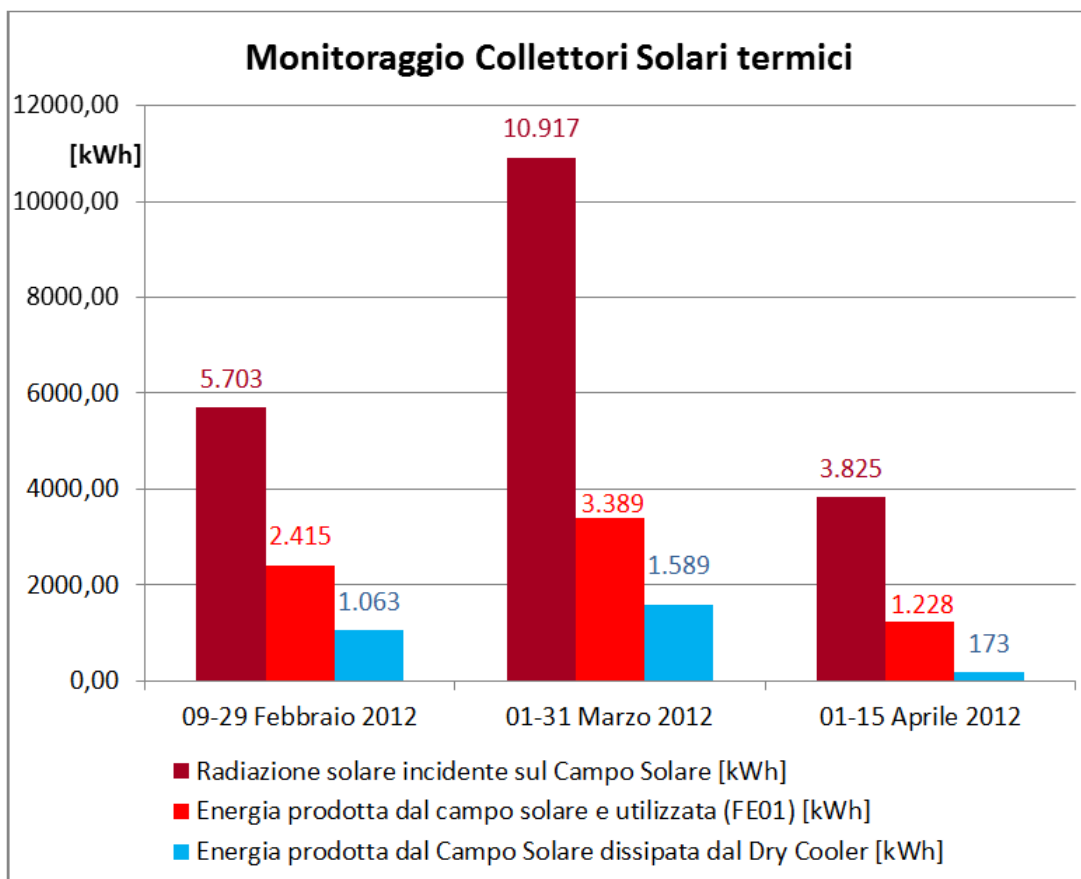


FIGURA56: Radiazione solare incidente sul piano dei collettori solari termici durante il periodo di monitoraggio

Il serbatoio d'accumulo riceverà sempre un'energia minore di quella incidente sui collettori solari (Figura 57) a causa delle perdite ottiche e termiche sui pannelli, dell'andamento della irradianza solare (A), della dissipazione energetica realizzata dal dry cooler (B), della temperatura in uscita dal campo solare inferiore a quella dell'acqua all'interno dell'accumulo ($D2_a$), dell'efficienza di scambio termico dello scambiatore a piastre SC01 ($D2_b$). L'irradianza solare (W/m^2) incidente sui collettori è rappresentata da una curva sinusoidale quando si riferisce a condizioni di cielo sereno mentre ha un andamento irregolare nel caso di alternanza di nubi. Tale andamento si ripercuote sulla produzione di energia realizzata dal campo solare influenzando negativamente l'efficienza dei collettori. Nel mese di febbraio (9-29) l'irradianza solare globale orizzontale ha avuto un andamento sinusoidale per la maggior parte del tempo per poi peggiorare decisamente in quasi tutti i giorni del mese di aprile (1-15) in cui presenta infatti un andamento decisamente irregolare. Il mese di marzo rappresenta un caso intermedio tra quello di febbraio e di aprile. Di conseguenza l'efficienza dei collettori solari è maggiore a febbraio per poi diminuire a marzo ed ulteriormente ad aprile. Nella Figura 58 si riporta l'energia effettivamente fornita dal campo solare per il riscaldamento dell'edificio, depurata dalle perdite sopra descritte ($A+B=D1$ e $D2_a+D2_b=D2$) e considerando che l'energia termica scambiata tra il circuito primario solare e l'accumulo differisce da quella effettivamente utilizzata (kWh utili solari) per il parziale soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio (Calore accumulato ma non utilizzato: D3).



FIGURA 57: Schema produzione e fornitura energia a partire dai collettori solari durante il monitoraggio invernale

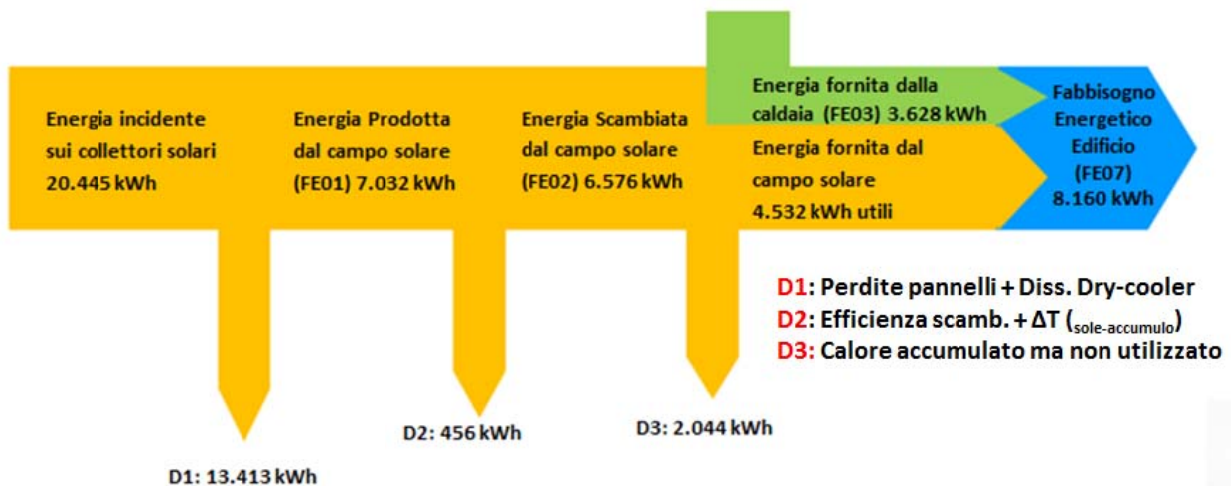


FIGURA 58: Diagramma del Flusso energetico di tutto il periodo di monitoraggio

La restante aliquota del fabbisogno energetico dell'edificio è soddisfatta ovviamente dalla caldaia integrativa che viene caratterizzata dalla misurazione della temperatura dell'acqua in ingresso ed in uscita dalla stessa e attraverso il contatermie FE03. Il fabbisogno energetico dell'edificio viene monitorato attraverso il contatermie FE07 posto sulla mandata del termodotto. I dati acquisiti dal BMS vengono rielaborati in grafici e tabelle (Figura 59) al fine di mostrare i diversi contributi energetici del campo solare (kWh utili) e della caldaia integrativa (FE03) per il soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio (FE07).

Contributi Energetici della Caldaia integrativa e del Campo solare

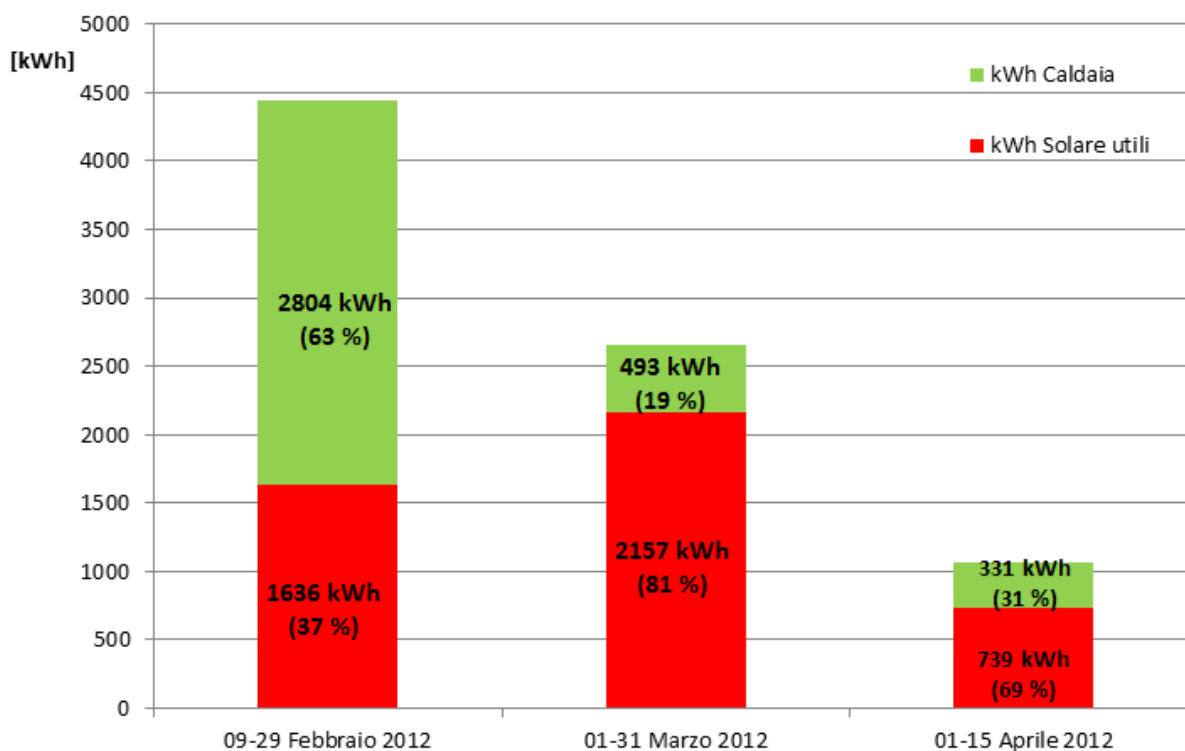


FIGURA 59: Contributi energetici della caldaia integrativa e del campo solare al fabbisogno energetico dell'edificio

Il fabbisogno energetico dell'edificio nel mese di febbraio è maggiore rispetto agli altri mesi in quanto esso è stato caratterizzato da condizioni meteorologiche più severe, tali da determinare una temperatura dell'aria esterna media mensile di circa 6°C, con temperature sempre inferiori a 20°C durante tutto l'arco della giornata. I risultati ottenuti per il mese di febbraio mostrano come il funzionamento della caldaia ha contribuito con una maggiore percentuale (63%) al soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio, rispetto a quanto fornito dal campo solare (37%), sia per le avverse condizioni meteo riscontrate e sia per alcune inefficienze legate al sistema di regolazione, essendo ancora vigente una logica di regolazione antecedente a quella attualmente impostata, quest'ultima più raffinata ed efficiente. Nel mese di marzo, in seguito ad una maggior presenza di sole, all'aumento della temperatura dell'aria esterna e all'implementazione della nuova logica di regolazione (22 marzo 2012), si è verificata una minor richiesta di energia da parte dell'edificio rispetto al mese precedente, per il raggiungimento dei setpoint ambiente; l'energia è stata fornita all'edificio per l'81% dal campo solare.

Riepilogando il comportamento dell'impianto di solar heating durante l'intero periodo di monitoraggio, si può calcolare la frazione solare dell'energia termica necessaria per il riscaldamento dell'edificio (Figura 60):

09 FEBBRAIO -15 APRILE 2012

Frazione Solare

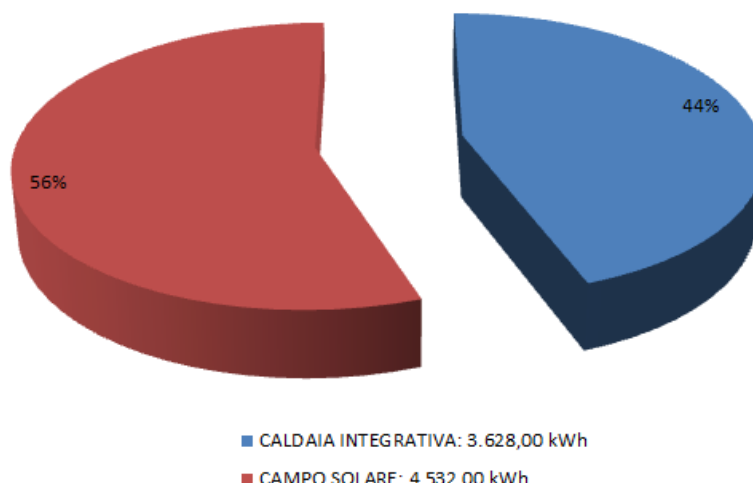


FIGURA 60: Frazione solare impianto di solar heating C.R. ENEA di Casaccia

L'obiettivo finale del funzionamento dell'impianto di solar heating è il raggiungimento dei valori di setpoint di temperatura da parte di ciascun ambiente dell'edificio ed il mantenimento della stessa all'interno di un range prefissato. Tali temperature vengono acquisite ogni dieci minuti dal BMS ma, a causa della grande mole di dati, vengono di seguito riportate le sole medie giornaliere (Figura 61). Dal grafico si nota la presenza di un minimo in corrispondenza del 21 febbraio 2012 (52° giorno monitorato) causato da un fermo impianto, necessario per un intervento di manutenzione.

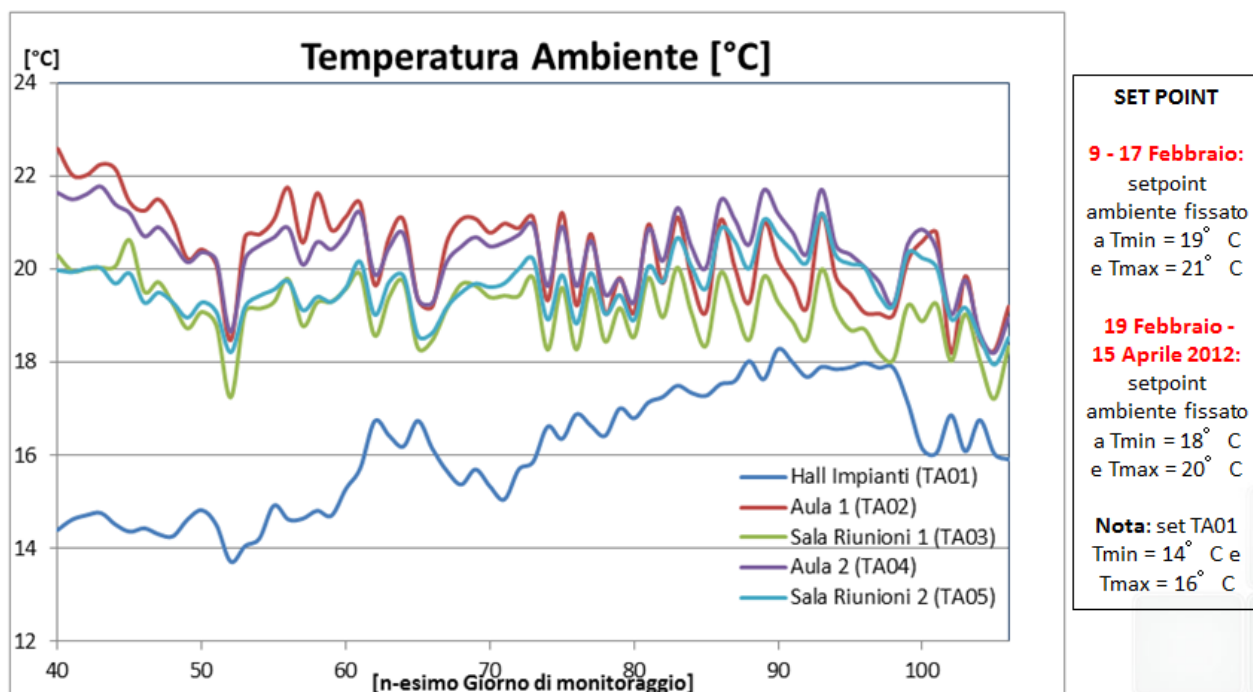


FIGURA 61: Temperature di ciascun ambiente costituente l'edificio (ore 6:00- ore 18:00)

E' inoltre evidente che l'andamento delle temperature ambiente dipende dai setpoint fissati lungo tutto il periodo di monitorato: durante il funzionamento di tipo continuo (24 ore, 9

febbraio-17 febbraio 2012) il setpoint ambiente era fissato a $T_{\min} = 19^{\circ}\text{C}$ e $T_{\max} = 21^{\circ}\text{C}$ mentre in funzionamento intermittente (ore 7:00-17:00, 19 febbraio-15 aprile 2012) è stato impostato $T_{\min} = 18^{\circ}\text{C}$ e $T_{\max} = 20^{\circ}\text{C}$.

5.4 Principio di funzionamento in solar cooling

Durante il funzionamento estivo, l'impianto opera in modalità cooling: l'energia termica prodotta dal campo solare viene utilizzata per alimentare un gruppo frigo ad assorbimento ad acqua-bromuro di litio che garantisce la potenza frigorifera necessaria per climatizzare l'edificio. Rispetto alla configurazione heating, oltre all'assorbitore sono presenti ulteriori componenti: un serbatoio di accumulo per l'acqua refrigerata (capacità 1000 litri), una torre evaporativa che dissipa il calore di processo generato nel ciclo ad assorbimento dal gruppo frigorifero ed i relativi gruppi di circolazione. L'acqua calda prodotta dai pannelli solari viene stoccata nel serbatoio di accumulo caldo che alimenta in modo opportuno l'assorbitore: quest'ultimo produce l'acqua refrigerata che, accumulata nel rispettivo serbatoio, verrà inviata tramite il termodotto alla sottocentrale di edificio. Quando l'energia fornita dal campo solare è insufficiente o la temperatura dell'accumulo caldo è inferiore a $TE_{07} \leq 80^{\circ}\text{C}$ viene azionata la caldaia integrativa. In modo analogo al periodo invernale, quando la temperatura dell'acqua del serbatoio di accumulo caldo supera il valore di set point prefissato ($TE \geq 95^{\circ}\text{C}$), l'energia termica fornita in eccesso dal campo solare viene dissipata attraverso l'azionamento del medesimo dry cooler. In Figura 62 sono riportate le caratteristiche tecniche delle principali apparecchiature che consentono il funzionamento dell'impianto in modalità cooling:

GRUPPO FRIGO AD ASSORBIMENTO ACQUA-BROMURO DI LITIO



Potenza frigorifera = 18 [kWf];
Potenza termica in = 25 [kWt];
Acqua refrigerata: $T_{in} = 12,5^{\circ}\text{C}$, $T_{out} = 7^{\circ}\text{C}$;
Portata nominale = 0,77 l/s;
Potenza dissipata = 42 kW;
Pressione massima di lavoro: 588 kPa;
Potenza elettrica assorbita = 48 W.

Potenzialità = 43 [kW];
($T_{bu} = 25,6^{\circ}\text{C}$; $\text{TH}_2\text{O in} = 35^{\circ}\text{C}$; $\text{TH}_2\text{O out} = 30^{\circ}\text{C}$)

Portata aria = 7.500,0 [m³/h];
Portata acqua = 7.400,0 [l/h];
Perdite di carico lato acqua = 30kPa;

TORRE EVAPORATIVA



FIGURA 62: Caratteristiche principali delle apparecchiature nel funzionamento invernale

Di seguito si riporta uno schema semplificato di funzionamento dell'impianto in modalità cooling:

ENEA CR CASACCIA

VIA ANGUILLARESE 301 00123
ROMA

PROGETTO IMPIANTO SPERIMENTALE DI SOLAR COOLING CON POMPA DI CALORE ACQUA-AMMONIACA

FUNZIONAMENTO ESTIVO:

POMPA DI CALORE ACQUA – BROMURO DI LITIO

NOTA: Cambiano posizioni valvole V11–V12 e V13–V14

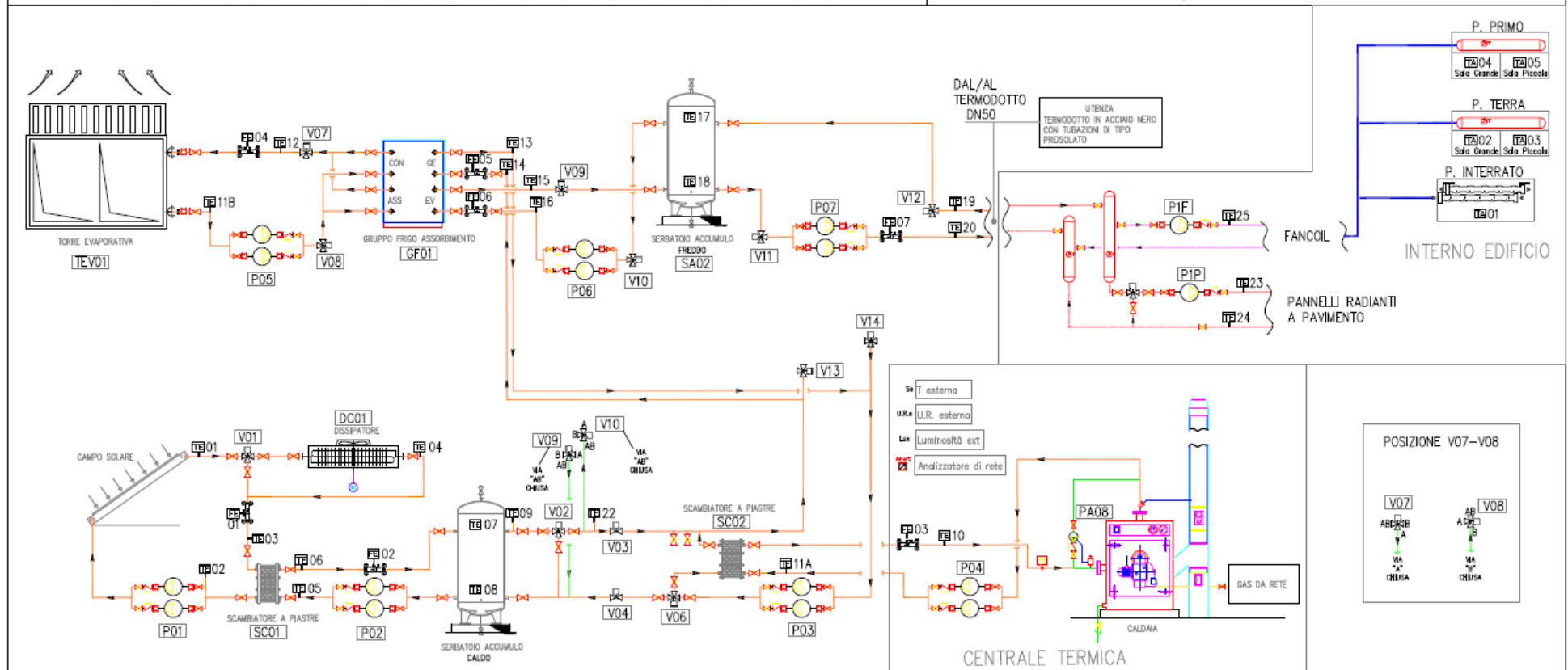


FIGURA 63: Schema impianto modalità solar cooling situato presso il CR Enea Casaccia (Roma)

Il gruppo frigo ad assorbimento utilizzato è della Yazaki, mod. WFC-SC 5, è a singolo effetto ed è una macchina ad azionamento termico che lavora a pressioni molto basse utilizzando come fluido di lavoro una soluzione di bromuro di litio ed acqua. L'acqua opera quale refrigerante ed il bromuro di litio, un sale stabile con alta affinità per il vapor d'acqua, agisce da assorbente.

Il ciclo di refrigerazione è illustrato in Figura 64:

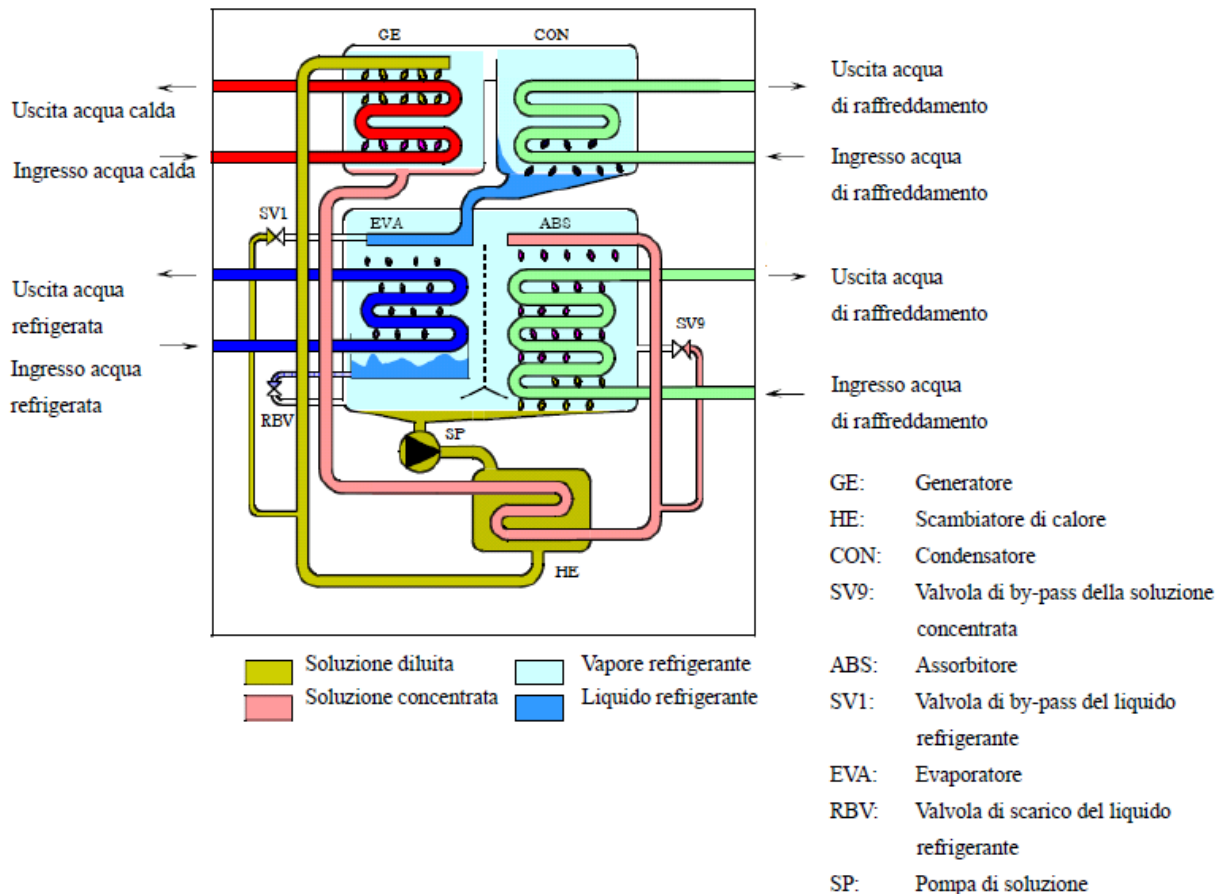


FIGURA 64: Ciclo di funzionamento dell'assorbitore acqua-bromuro di litio

Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5

La soluzione diluita di acqua-bromuro di litio è immessa nel generatore (GE) dalla pompa di soluzione (SP) dove è riscaldata sino all'ebollizione dell'acqua presente in soluzione. Il vapore refrigerante (vapor d'acqua), che si libera dalla soluzione in ebollizione, fluisce verso il condensatore (CON) dove passa allo stato liquido, cedendo il calore di condensazione all'acqua di raffreddamento proveniente dalla torre evaporativa. A causa dell'evaporazione dell'acqua durante l'ebollizione della soluzione diluita nel generatore (GE), si determina un incremento della concentrazione della restante soluzione. La soluzione concentrata così ottenuta fluisce dal generatore (GE) allo scambiatore di calore (HE) dove incontrocorrente preriscalda la soluzione diluita, e successivamente viene distribuita all'interno dell'assorbitore (ABS), lambendo in maniera omogenea la superficie delle serpentine dello stesso. L'acqua di raffreddamento che circola nello scambiatore dell'assorbitore raffredda la soluzione concentrata, determinando così una pressione di vapore relativamente bassa dovuta sia all'alto grado di concentrazione della soluzione e sia alla diminuzione della temperatura della soluzione stessa. Il refrigerante liquido proveniente dal condensatore viene distribuito per gravità sulle serpentine dell'evaporatore (EVA), dove evaporando assorbe il calore di vaporizzazione dall'acqua da refrigerare, che scorre nelle serpentine dell'evaporatore stesso. Ne risulta, quindi, la produzione di acqua refrigerata. La

soluzione concentrata presente nell'assorbitore si diluisce man mano che fluisce verso lo stesso il refrigerante vaporizzato proveniente dall'evaporatore. La soluzione diluita è raccolta nella vaschetta (ABS / EVA) e, spinta dalla pompa di soluzione (SP) attraverso lo scambiatore (HE), recupera calore dalla soluzione concentrata e ritorna al generatore (GE). A questo punto il ciclo può ricominciare.

In Figura 65 si riporta il bilancio termico dell'assorbitore installato a servizio dell'impianto di solar cooling:

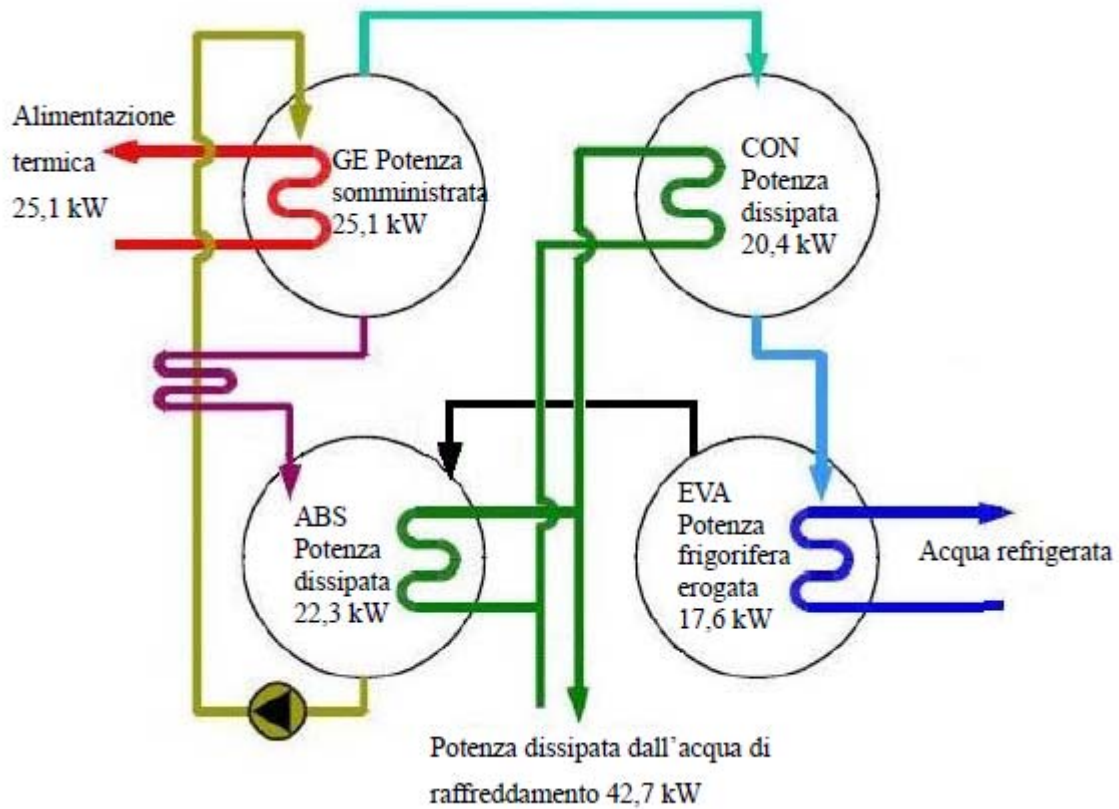


FIGURA 65: Bilancio termico dell'assorbitore acqua-bromuro di litio
 Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5

5.5 Performance dell'impianto in funzionamento estivo

I dati sperimentali relativi al monitoraggio estivo dell'impianto sono stati acquisiti durante il periodo 01 giugno-15 settembre 2012, per il quale si è deciso di far funzionare l'impianto in modo intermittente (funzionamento intermittente: ore 9.00-19.00). Le grandezze indagate riguardano sia la produzione di acqua calda utilizzata per alimentare termicamente il gruppo frigo ad assorbimento, e quindi la parte d'impianto costituita dall'accumulo caldo, dal campo solare, dalla caldaia integrativa e dai rispettivi scambiatori di calore, sia la produzione di acqua refrigerata e quindi la parte d'impianto costituita dal gruppo frigo, dall'accumulo freddo e dal termodotto.

Durante il monitoraggio estivo, oltre a quanto riportato in Tabella 1 per il periodo invernale, è stato necessario anche monitorare i contatermie a servizio del gruppo frigo ad assorbimento (Tabella 3):

Legenda	
Month/Day	Istante di acquisizione
FE04	Energia termica smaltita da torre evaporativa [kWh]
FE05	Energia termica in ingresso al gruppo frigo [kWh]
FE06	Energia frigorifera prodotta [kWh]

TABELLA 3: Codici identificativi contatermie installati per monitoraggio estivo

Di seguito si riporta un layout d'impianto con in dettaglio i contatermie monitorati (Figura 66):

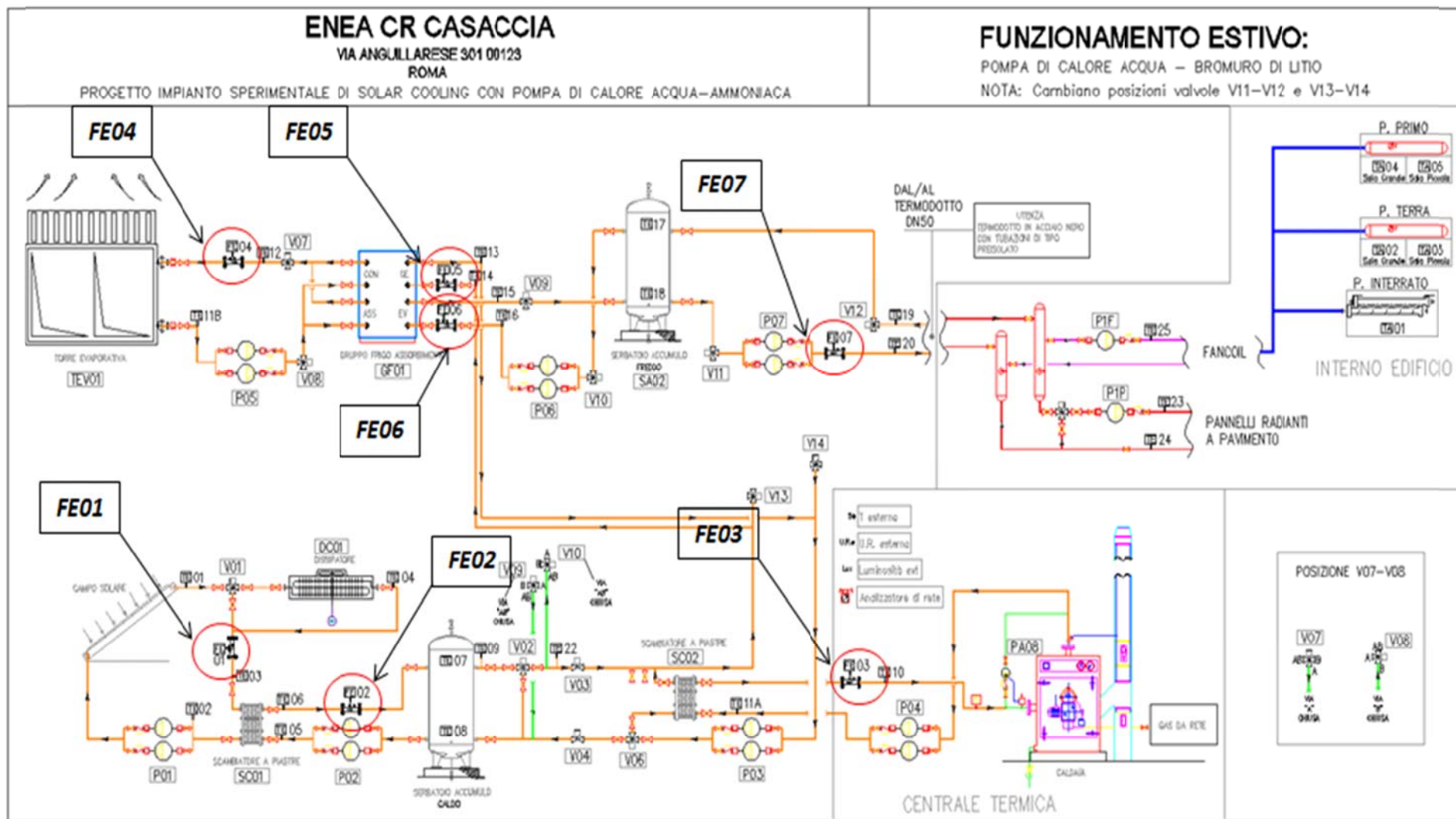


FIGURA 66: Schema semplificato impianto in modalità solar cooling situato presso il CR Enea Casaccia (Roma), con dettaglio contatermie

A differenza del monitoraggio invernale, durante il periodo estivo ci si è avvalsi, per la misura della radiazione solare incidente sui collettori, di un piranometro (Figura 67) montato direttamente sugli stessi alla loro inclinazione pari a 38°. Questo ha facilitato l'elaborazione dei dati fornendo direttamente una misura della radiazione incidente con intervalli di 10 minuti e di facile lettura sull'EINSTEIN.

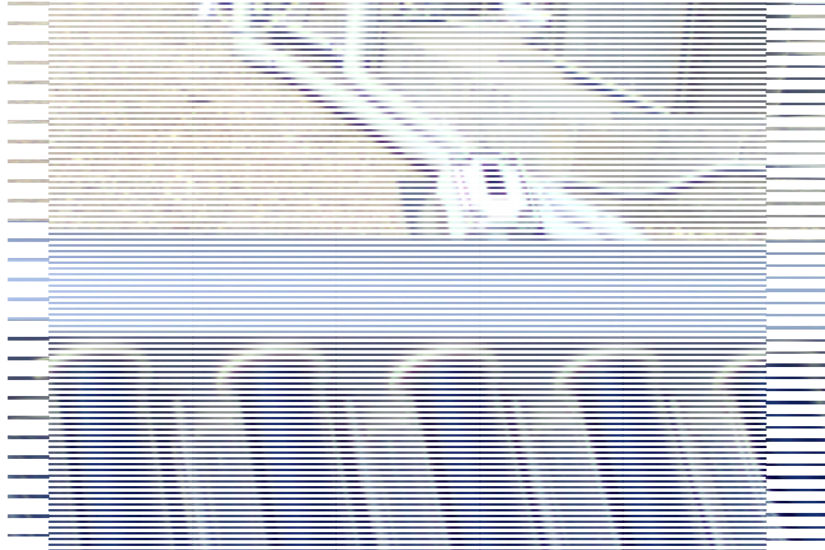
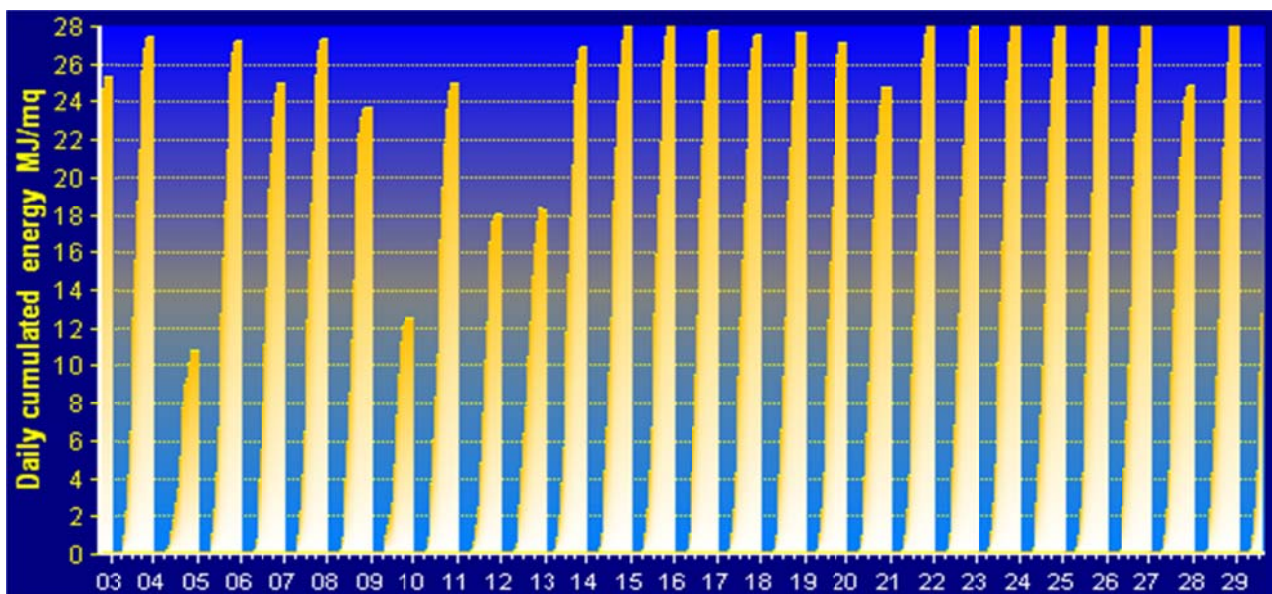


FIGURA 67: Piranometro montato sui collettori solari

Di seguito è riportata l'analisi dettagliata del monitoraggio estivo dell'impianto funzionante in modalità cooling:

5.5.1 Periodo di monitoraggio 01 Giugno -30 Giugno 2012

Il primo mese monitorato con l'impianto funzionante in modalità cooling è stato caratterizzato da una diffusa nuvolosità e da temperature dell'aria esterne contenute (Figure 68 e 69), soprattutto nei primi 15 giorni del mese caratterizzati da una bassa richiesta di energia frigorifera da parte dell'edificio (Figura 70).



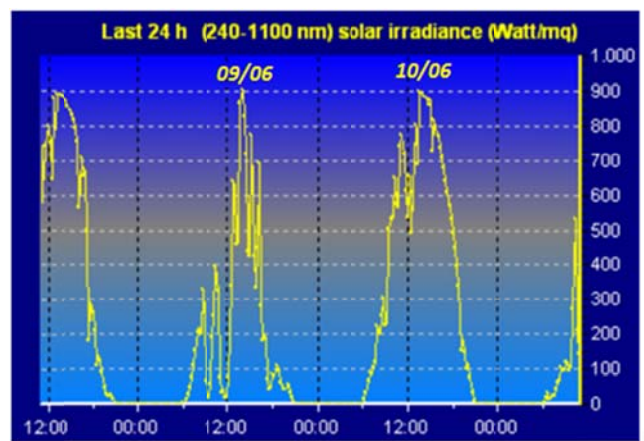
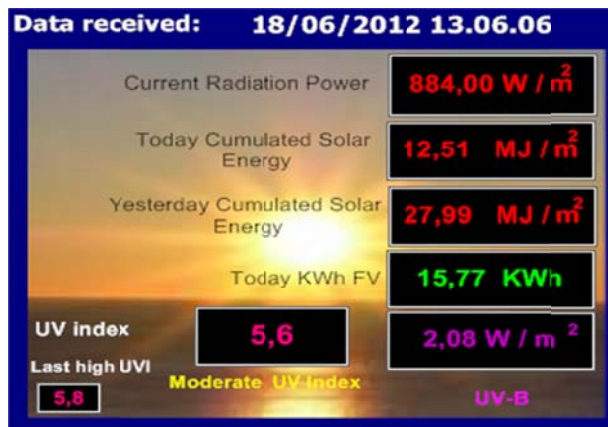


FIGURA 68: Andamento della radiazione solare per il mese di Giugno

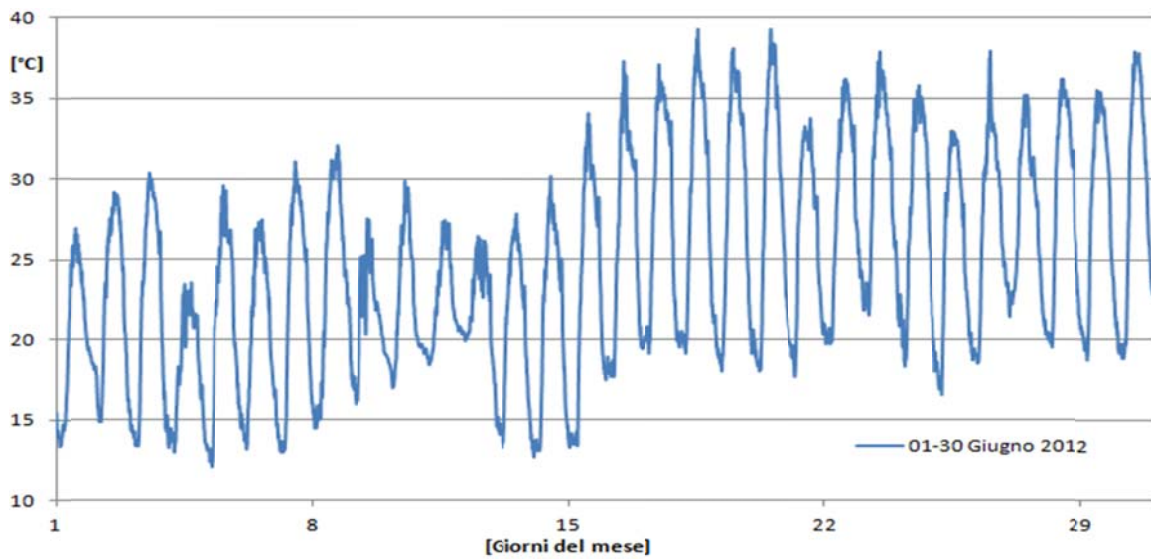


FIGURA 69: Andamento della temperatura esterna per il mese di Giugno

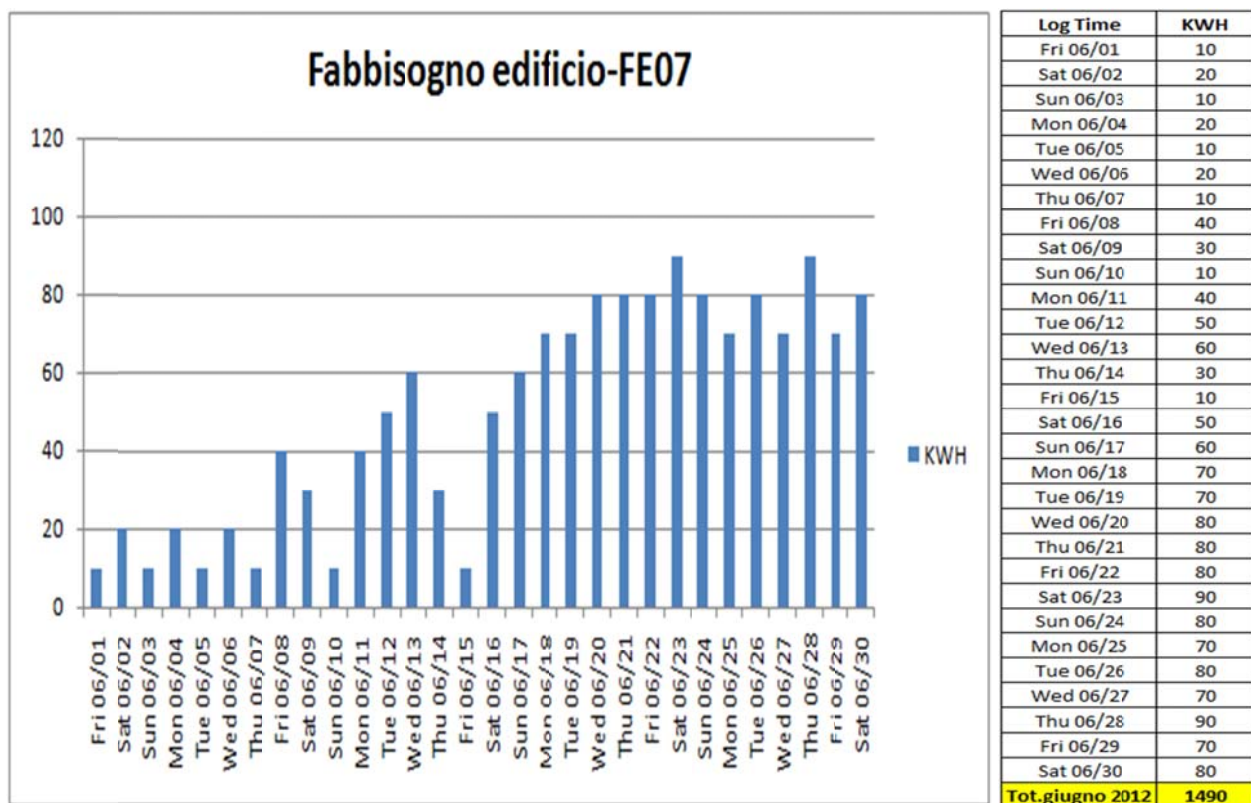


FIGURA 70: Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall' 1 al 30 Giugno

L'andamento dell'energia frigorifera prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (Figura 71) rispecchia l'andamento della richiesta dell'edificio; si riportano nelle figure 72 e 73 rispettivamente l'energia termica richiesta dal gruppo frigo ad assorbimento, necessaria per la produzione di acqua refrigerata, e l'energia termica dissipata dalla torre evaporativa per chiudere il ciclo termodinamico. In figura 74 si dà un riepilogo del funzionamento del gruppo frigo ad assorbimento per il mese considerato per il quale il COP reale medio in funzionamento è stato $COP=0,588$; da notare come questo coefficiente sia molto dipendente dalla modalità di funzionamento della macchina: nei primi 15 giorni del mese i frequenti on-off a cui la macchina è stata sottoposta, a causa delle basse richieste d'acqua refrigerata da parte dell'edificio, hanno portato ad un $COP=0,54$; invece nella seconda metà del mese, con l'arrivo di un "clima più estivo" e le conseguenti maggiori richieste di energia frigorifera, le prestazioni della macchina sono migliorate con il raggiungimento di un $COP=0,61$.

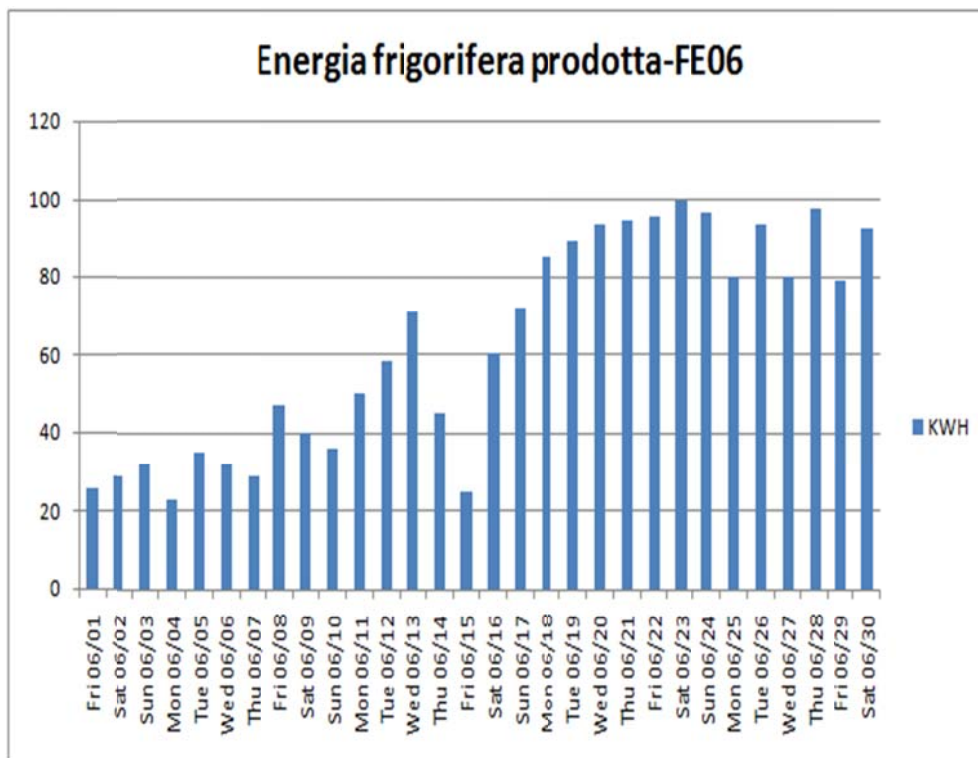


FIGURA 71: Acqua refrigerata prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (FE06) dall' 1 al 30 Giugno

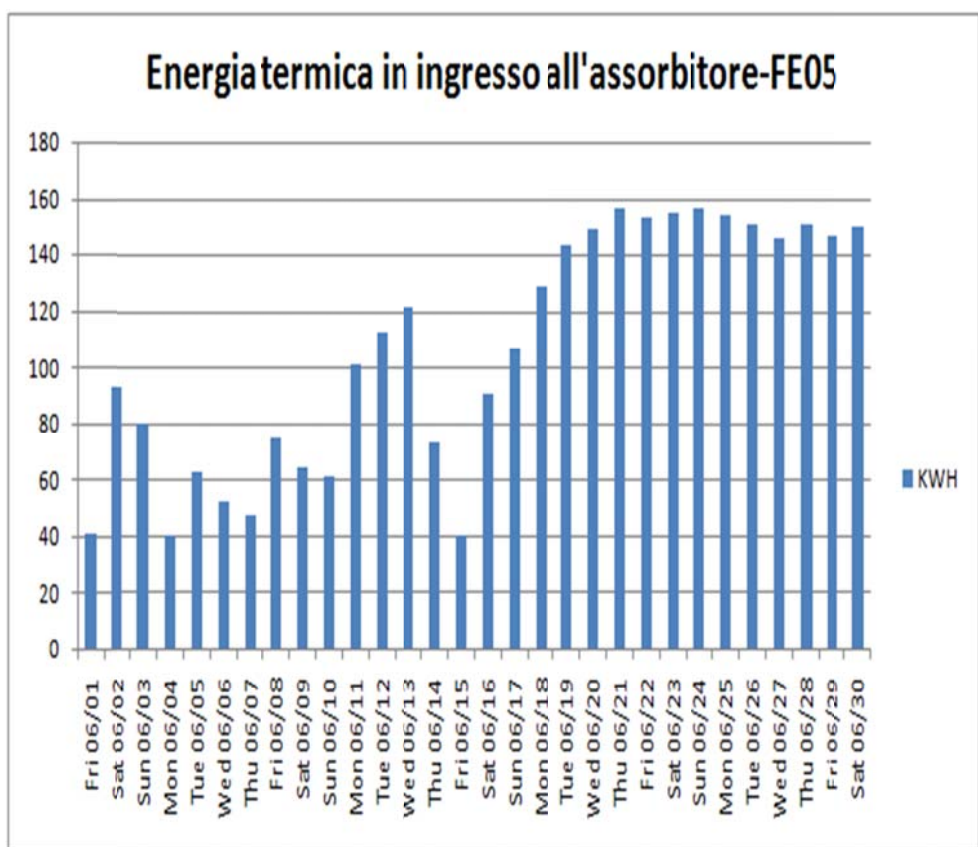


FIGURA 72: Energia termica in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento (FE05) dall' 1 al 30 Giugno

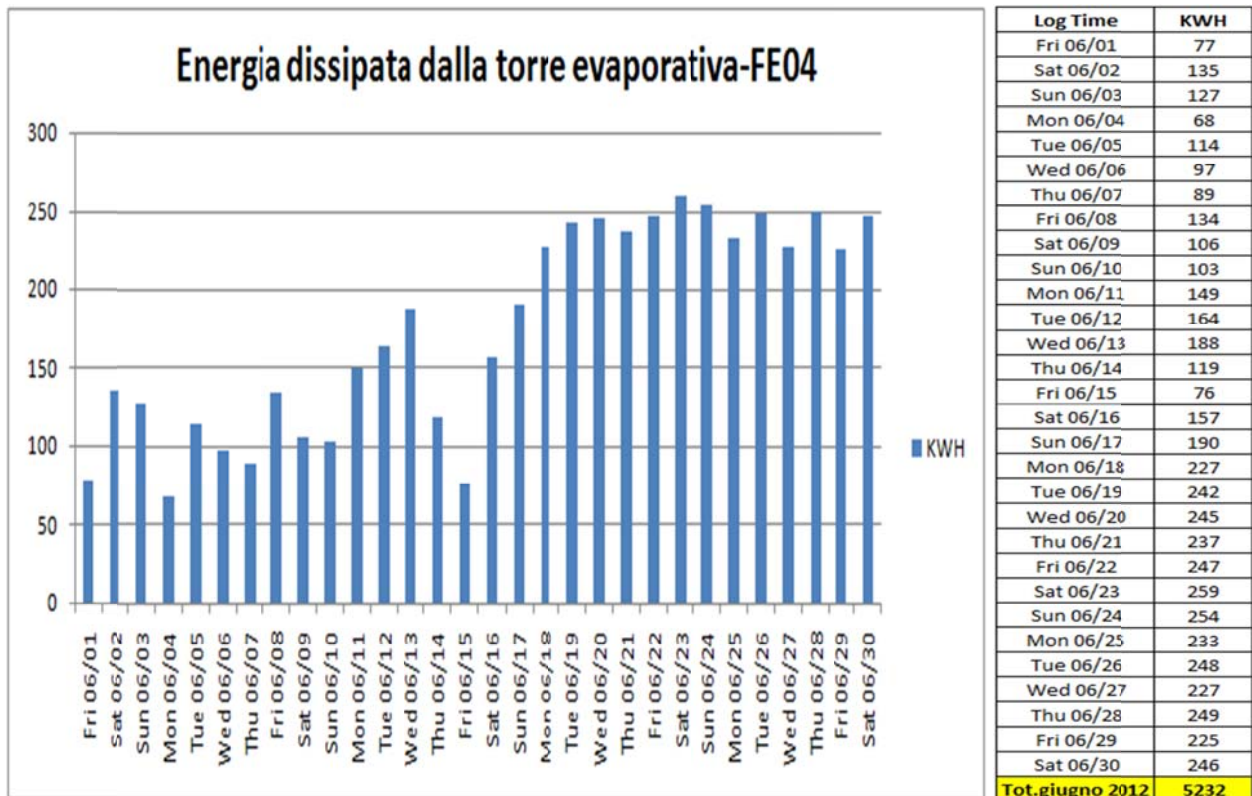
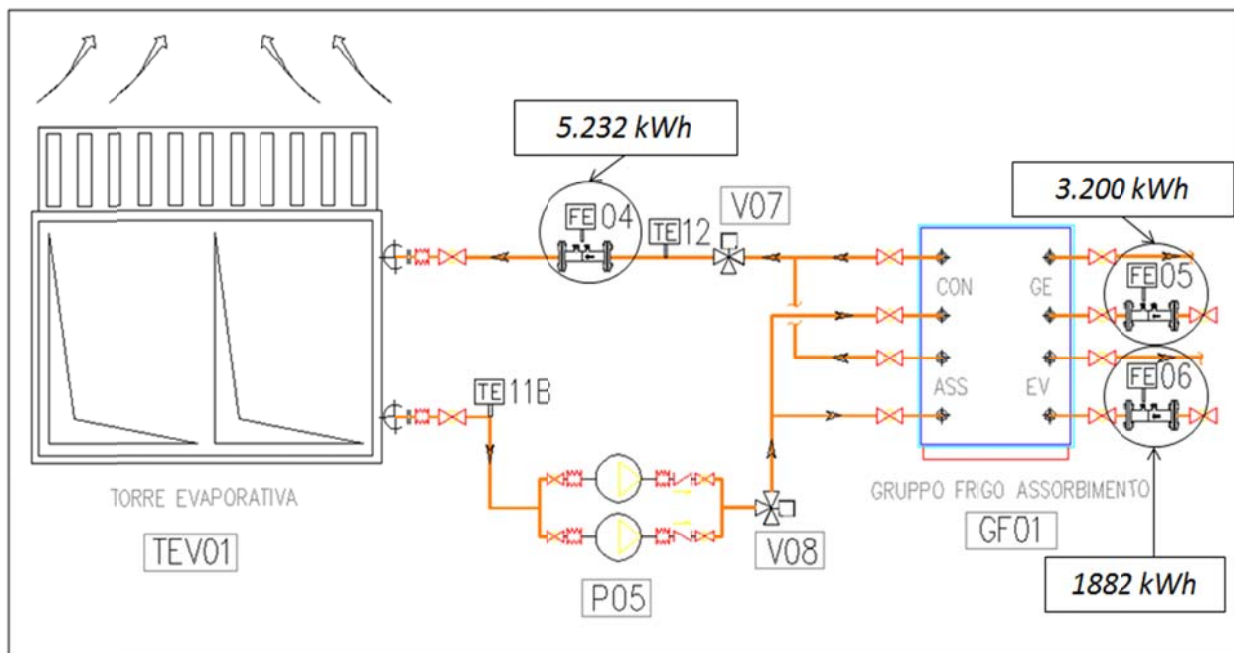


FIGURA 73: Energia termica dissipata dalla torre evaporativa (FE04) dall' 1 al 30 Giugno



COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP) reale medio in funzionamento : **0,588** (01 GIUGNO – 30 GIUGNO 2012)

FIGURA 74: COP gruppo frigo assorbimento dall' 1 al 30 Giugno

L'energia termica in ingresso all'assorbitore è prodotta, a seconda dell'irradianza solare incidentesui pannelli, dal campo solare oppure dalla caldaia integrativa (Figure 75 e 76). Per il mese di Giugno il fabbisogno di energia termica dell'assorbitore è stato coperto per il 73% dal campo solare e per il resto dalla caldaia (Figura 77).

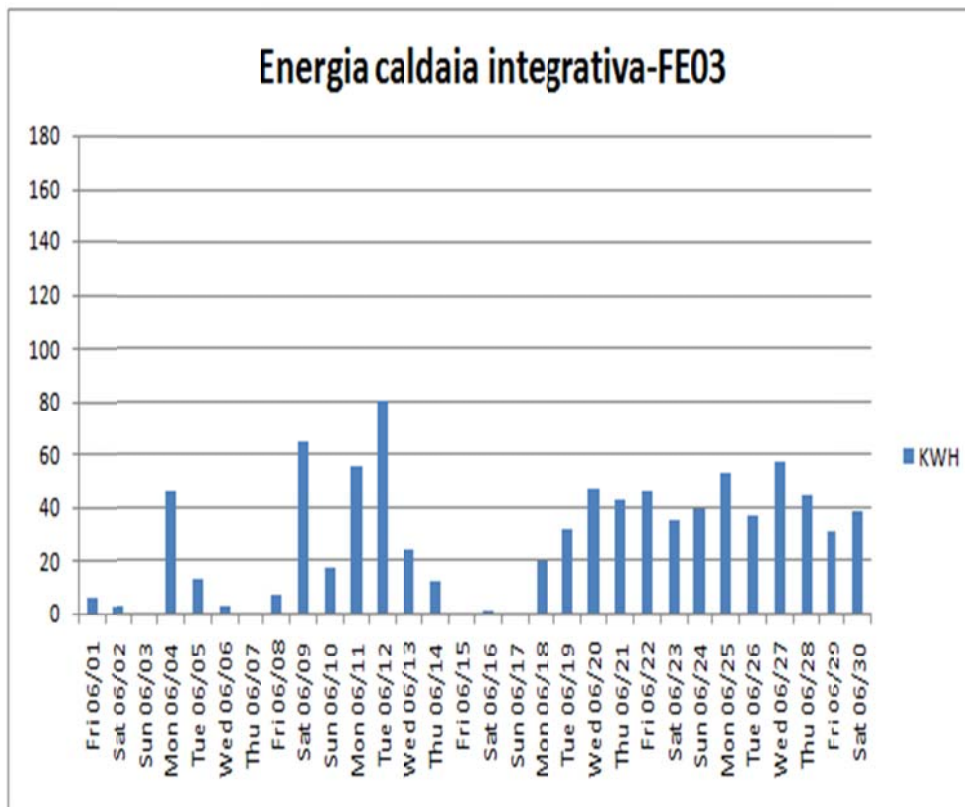
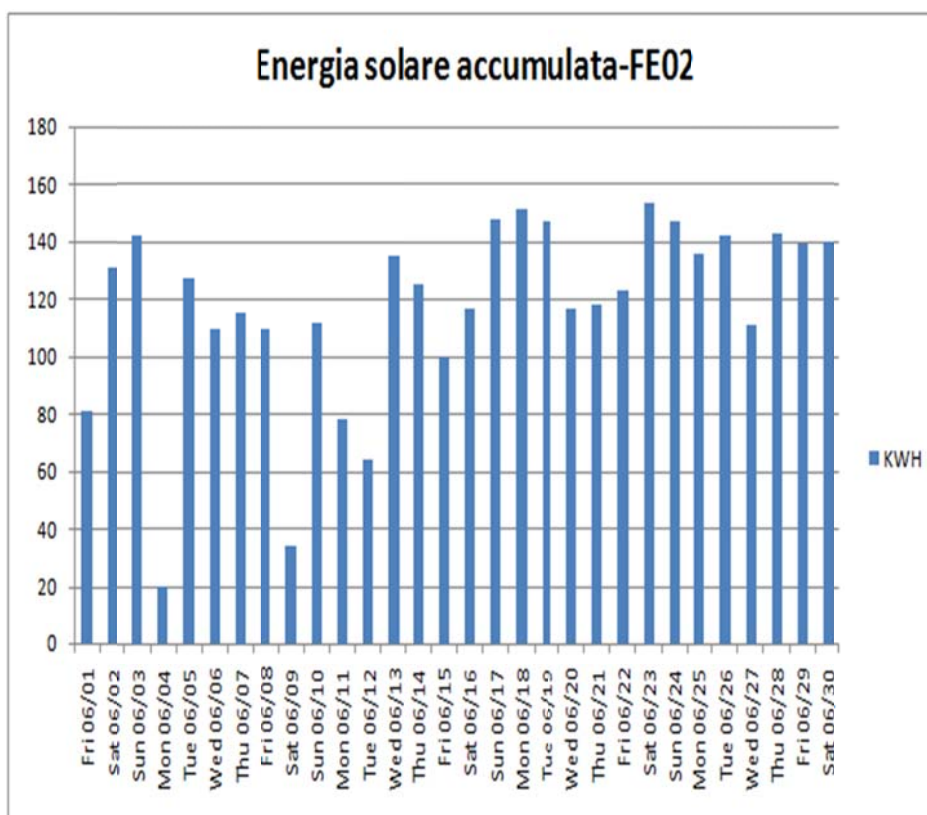


FIGURA 75: Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall' 1 al 30 Giugno



Log Time	KWH
Fri 06/01	81
Sat 06/02	131
Sun 06/03	142
Mon 06/04	20
Tue 06/05	127
Wed 06/06	110
Thu 06/07	115
Fri 06/08	110
Sat 06/09	34
Sun 06/10	112
Mon 06/11	78
Tue 06/12	64
Wed 06/13	135
Thu 06/14	125
Fri 06/15	100
Sat 06/16	117
Sun 06/17	148
Mon 06/18	151
Tue 06/19	147
Wed 06/20	117
Thu 06/21	118
Fri 06/22	123
Sat 06/23	153
Sun 06/24	147
Mon 06/25	136
Tue 06/26	142
Wed 06/27	111
Thu 06/28	143
Fri 06/29	139
Sat 06/30	140
Tot.giugno 2012	3516

(di cui 2.346 kWh utili)

FIGURA 76: Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) dall' 1 al 30 Giugno

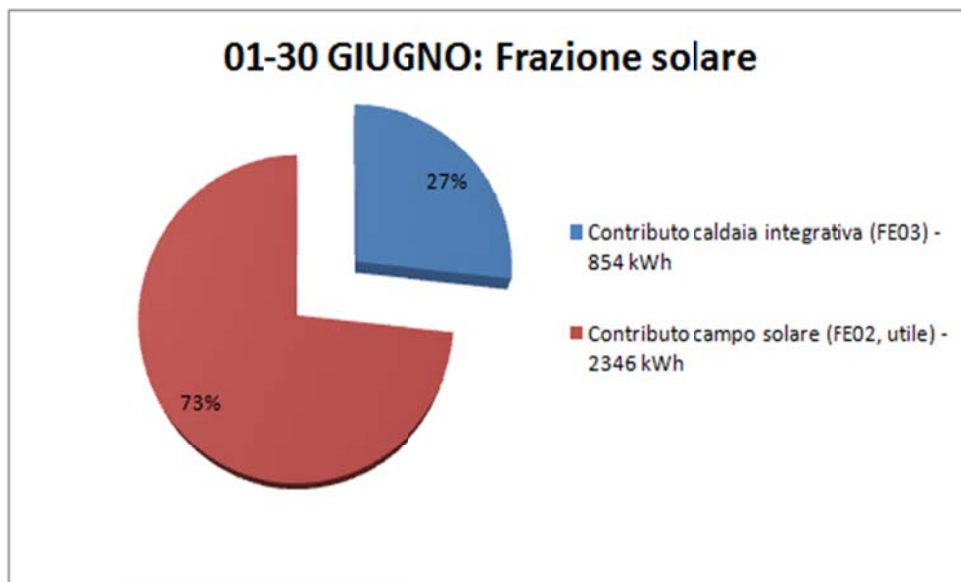
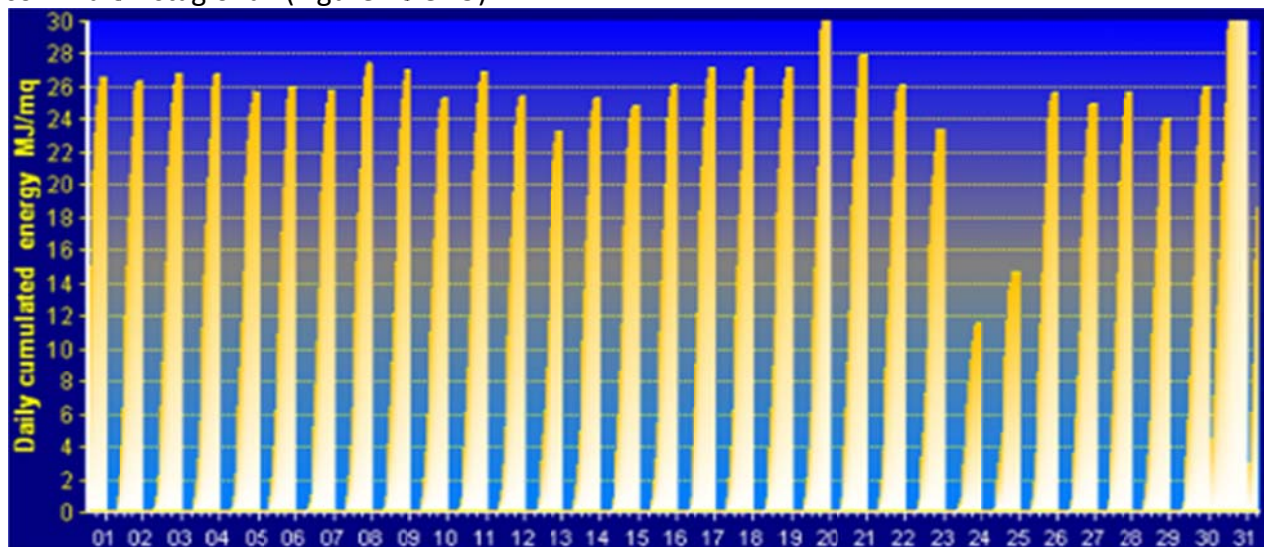


FIGURA 77: Frazione solare dall' 1 al 30 Giugno

5.5.2 Periodo di monitoraggio 01 Luglio -31 Luglio 2012

A luglio il clima è migliorato, con giornate prevalentemente soleggiate e con temperature in linea con i valori stagionali (Figure 78 e 79).



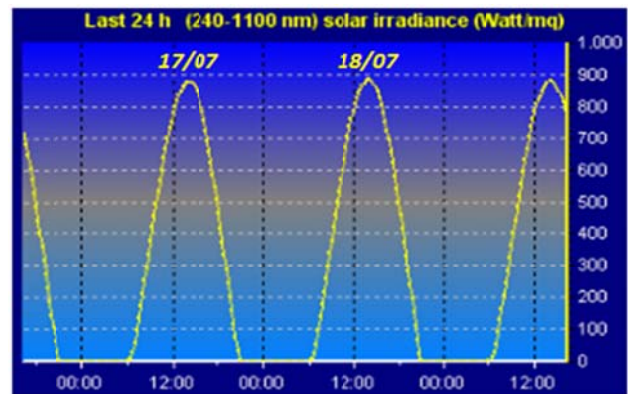
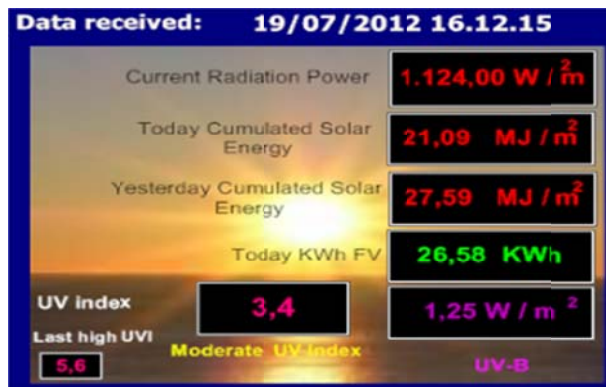


FIGURA 78: Andamento della radiazione solare per il mese di Luglio

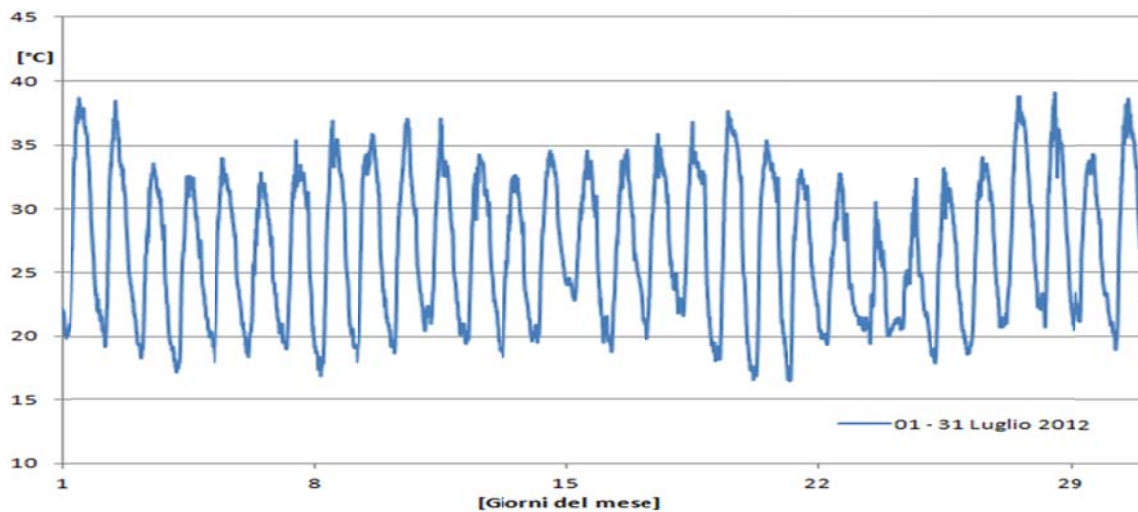


FIGURA 79: Andamento della temperatura esterna per il mese di Luglio

Il fabbisogno energetico dell'edificio è stato maggiore rispetto al mese precedente (Figura 80), ma la macchina è stata in grado di fornire l'acqua refrigerata necessaria (Figura 81), per mantenere le temperature di comfort desiderate nei vari ambienti. Questo giustifica una maggiore richiesta di energia termica da parte del gruppo frigo ad assorbimento e di conseguenza una quota maggiore di energia dissipata dalla torre evaporativa (Figure 82 e 83). Durante il mese di Luglio il funzionamento della macchina è stato più regolare senza continui cicli di accensione e spegnimento che ne hanno caratterizzato il funzionamento per buona parte del mese di Giugno: si è ottenuto un COP=0,6 (Figura 84).

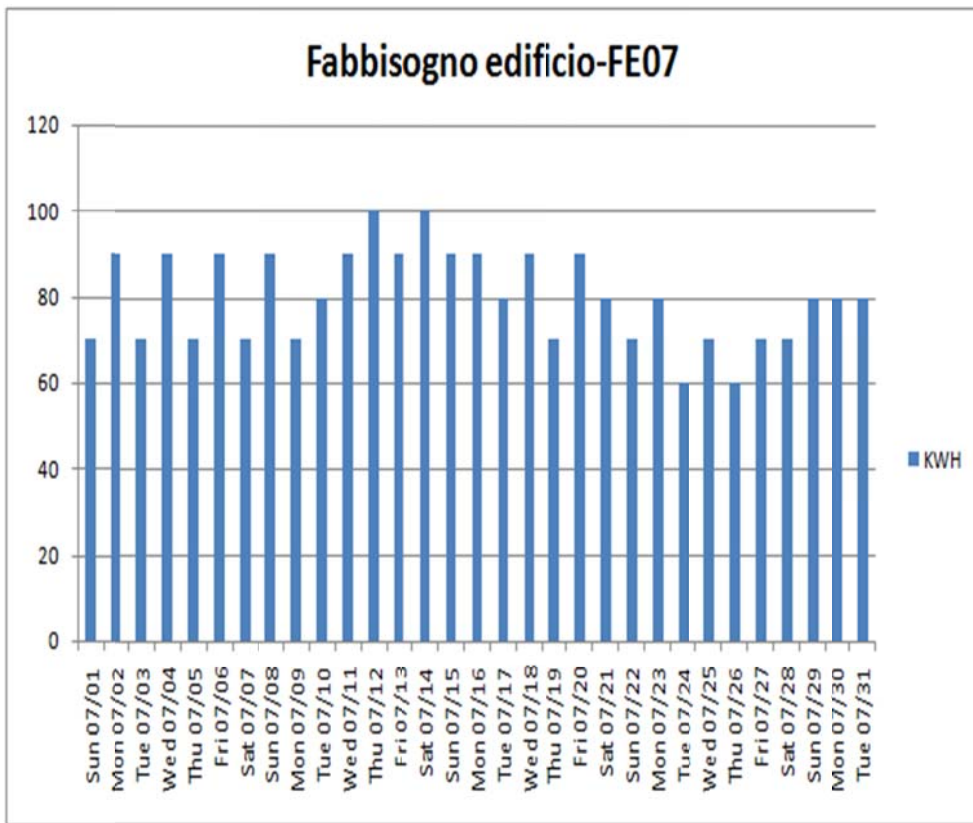


FIGURA 80: Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall' 1 al 31 Luglio

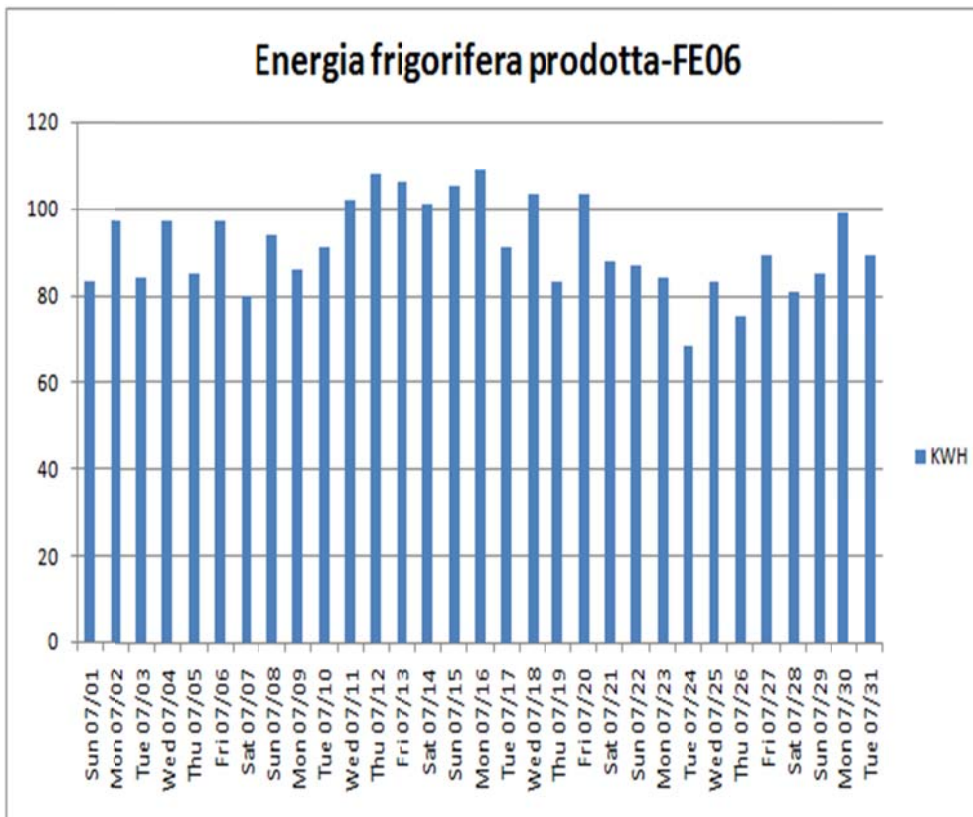


FIGURA 81: Acqua refrigerata prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (FE06) dall' 1 al 31 Luglio

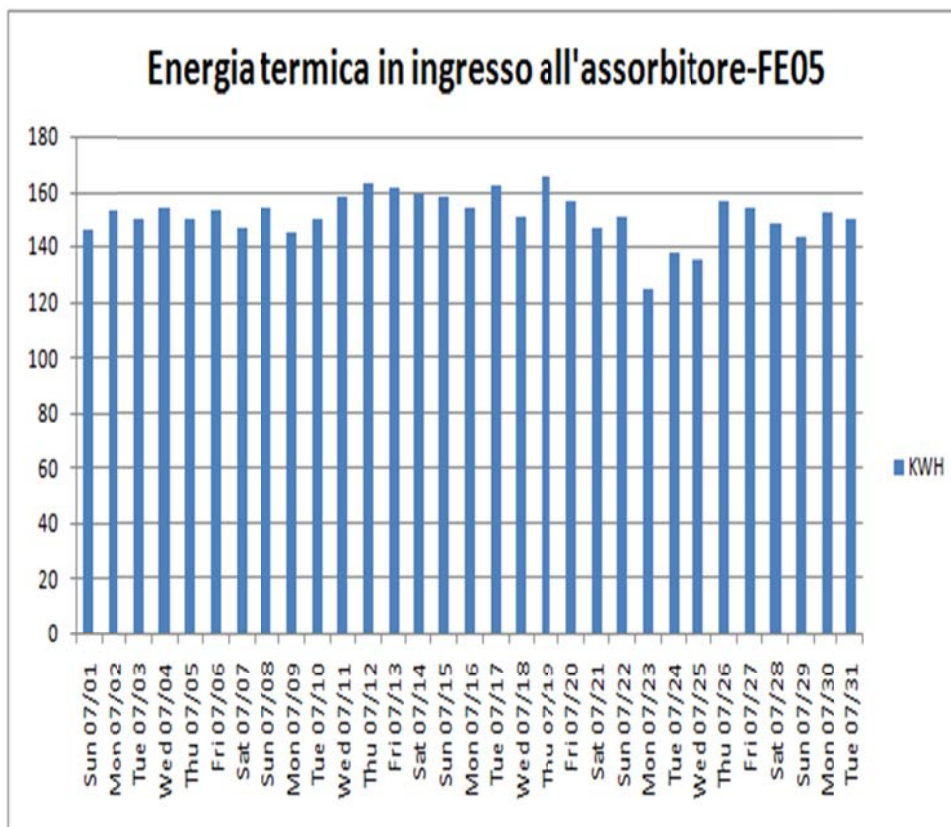


FIGURA 82: Energia termica in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento (FE05) dall' 1 al 31 Luglio

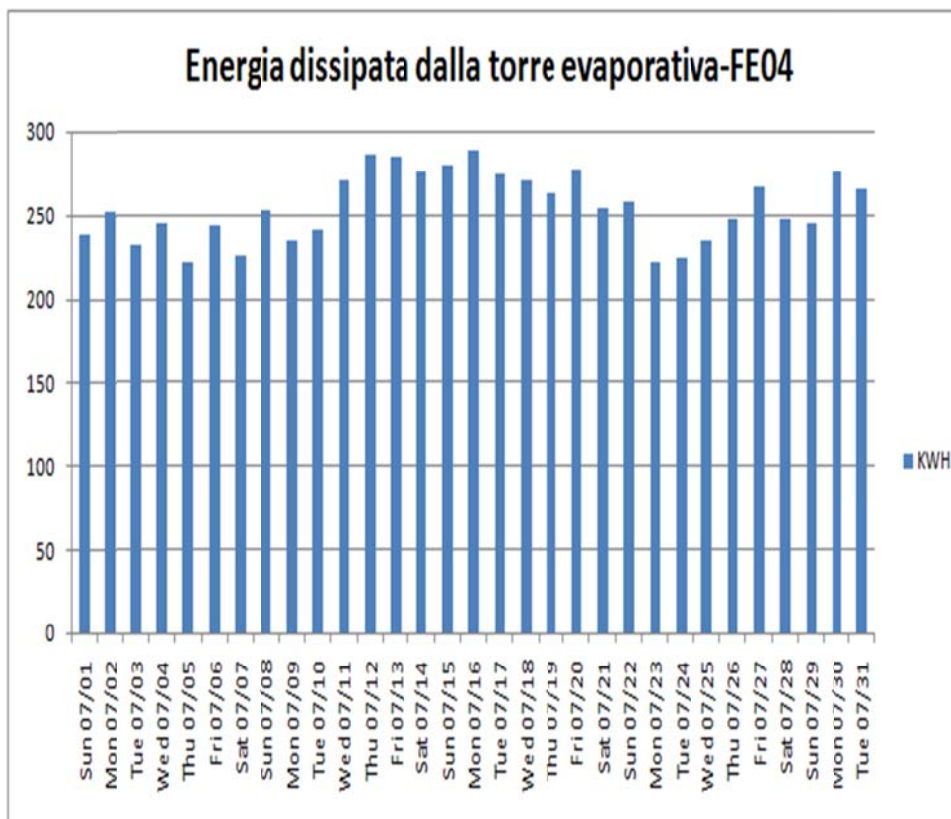
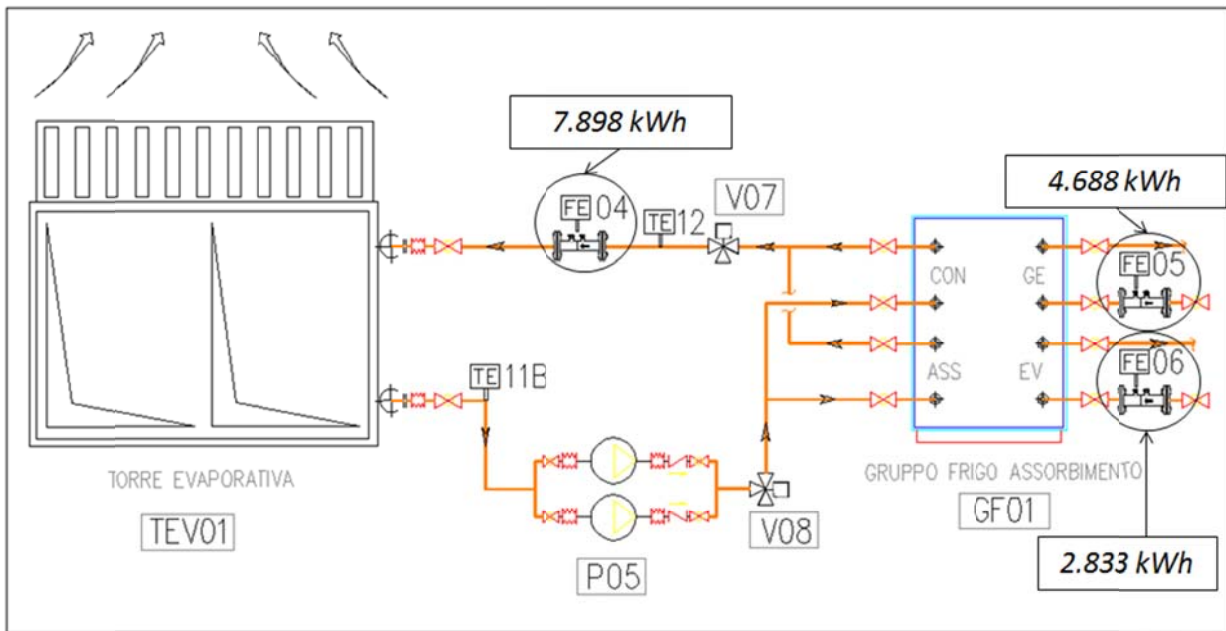


FIGURA 83: Energia termica dissipata dalla torre evaporativa (FE04) dall' 1 al 31 Luglio



COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP) reale medio in funzionamento : **0,60** (01 LUGLIO – 31 LUGLIO 2012)

FIGURA 84: COP gruppo frigo assorbimento dall' 1 al 31 Luglio

Anche per il mese suddetto il fabbisogno del gruppo frigo ad assorbimento è stato coperto per buona parte dal campo solare per un'aliquota del 63% (Figura 87); durante il monitoraggio si è verificato un problema con il contatermie FE02 che in alcuni giorni non ha dato la lettura dei kWh accumulati nel serbatoio: per sopperire a questa mancanza di dati se ne è effettuata una stima, tendo conto dei dati dello stesso contatermie in giorni simili (Figura 86, vedere i valori in rosso).

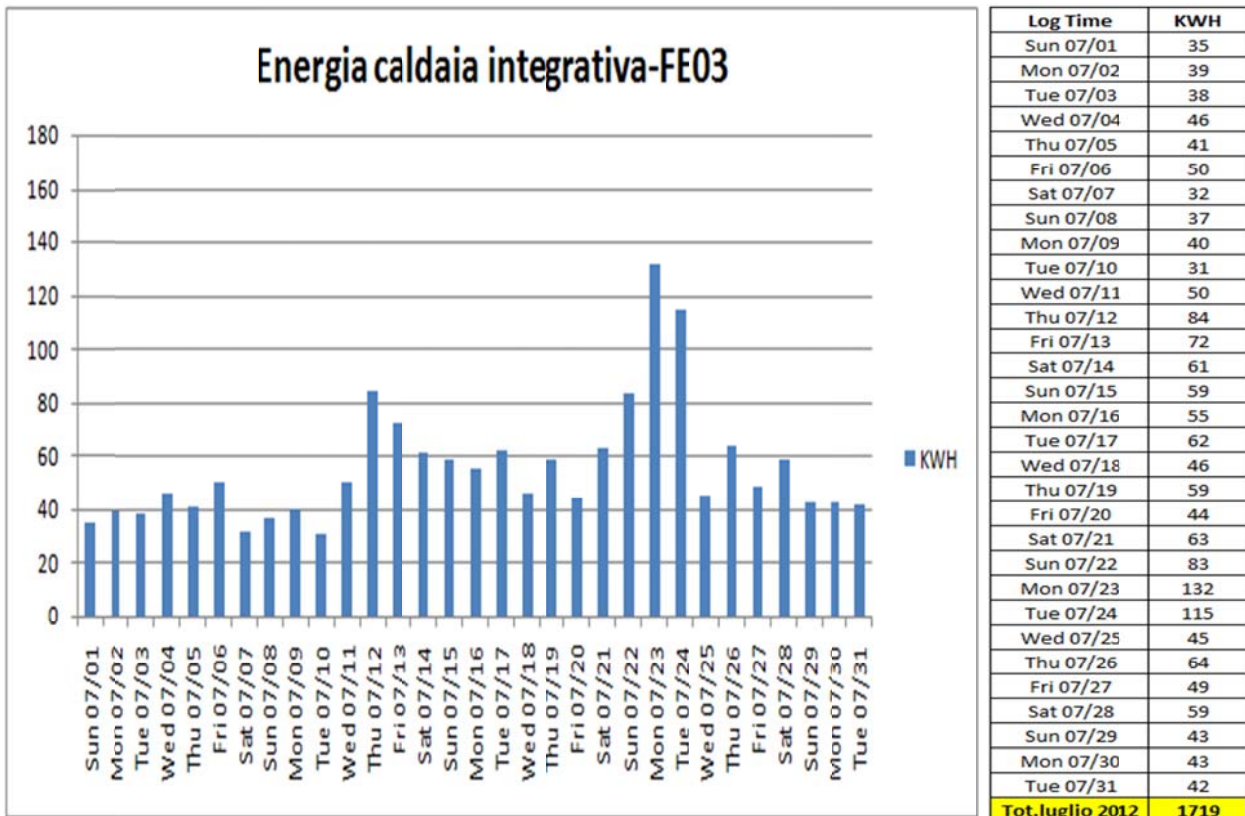


FIGURA 85: Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall' 1 al 31 Luglio

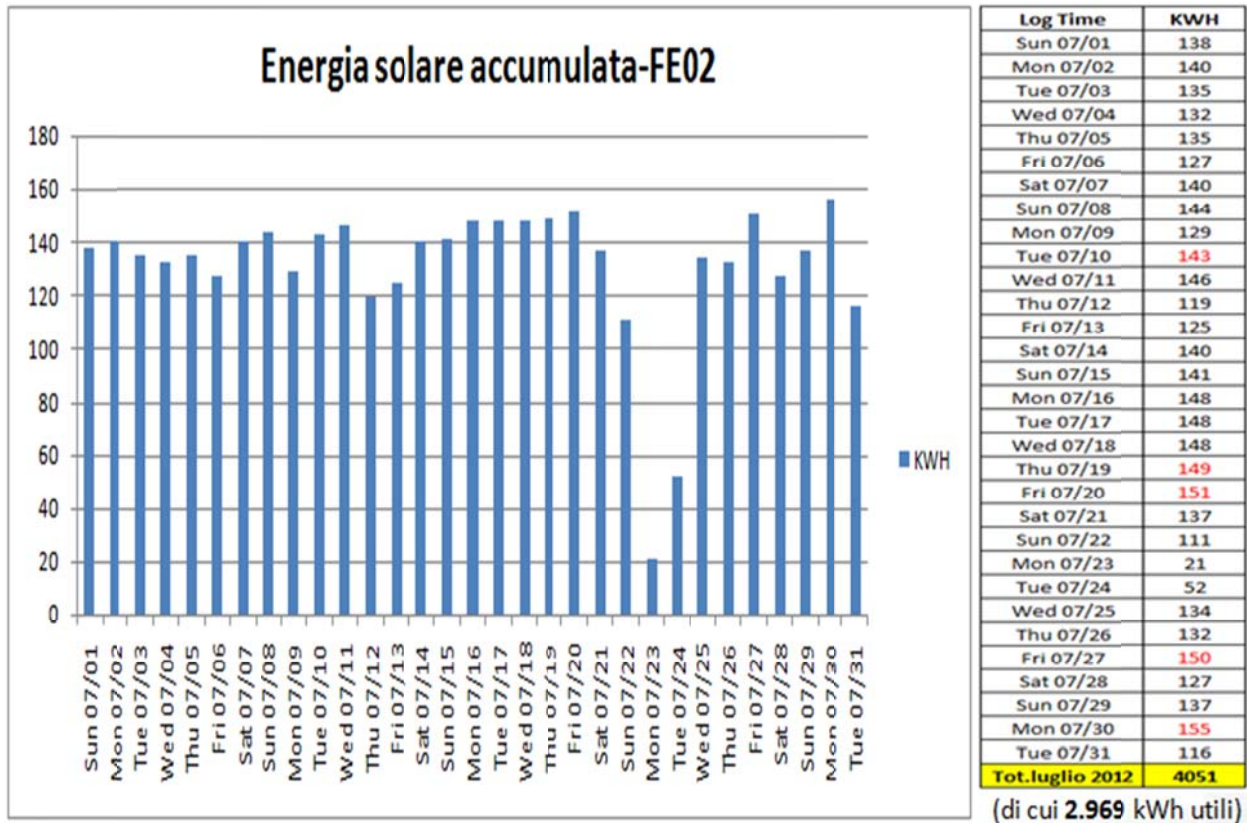


FIGURA 86: Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) dall' 1 al 31 Luglio

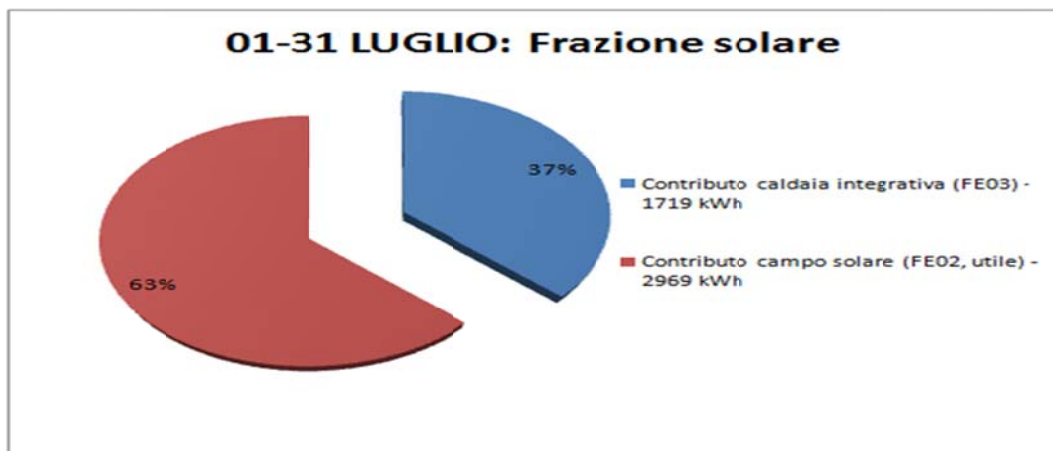


FIGURA 87: Frazione solare dall' 1 al 31 Luglio

5.5.3 Periodo di monitoraggio 01 Agosto -31 Agosto 2012

Il mese di Agosto è stato simile al mese di Luglio, sia per le condizioni climatiche che per le modalità di lavoro della macchina e anche del campo solare. Da segnalare che l'impianto ha subito un intervento di manutenzione che lo ha tenuto fermo il 21 Agosto dalle ore 9 alle 14, e il 22 Agosto tutto il giorno: questo trova conferma osservando i grafici successivi. Inoltre il giorno 26 Agosto il bruciatore della caldaia è andato in blocco fino al giorno dopo, il che ha fatto sì che il gruppo frigo ad assorbimento funzionasse solo con il campo solare.

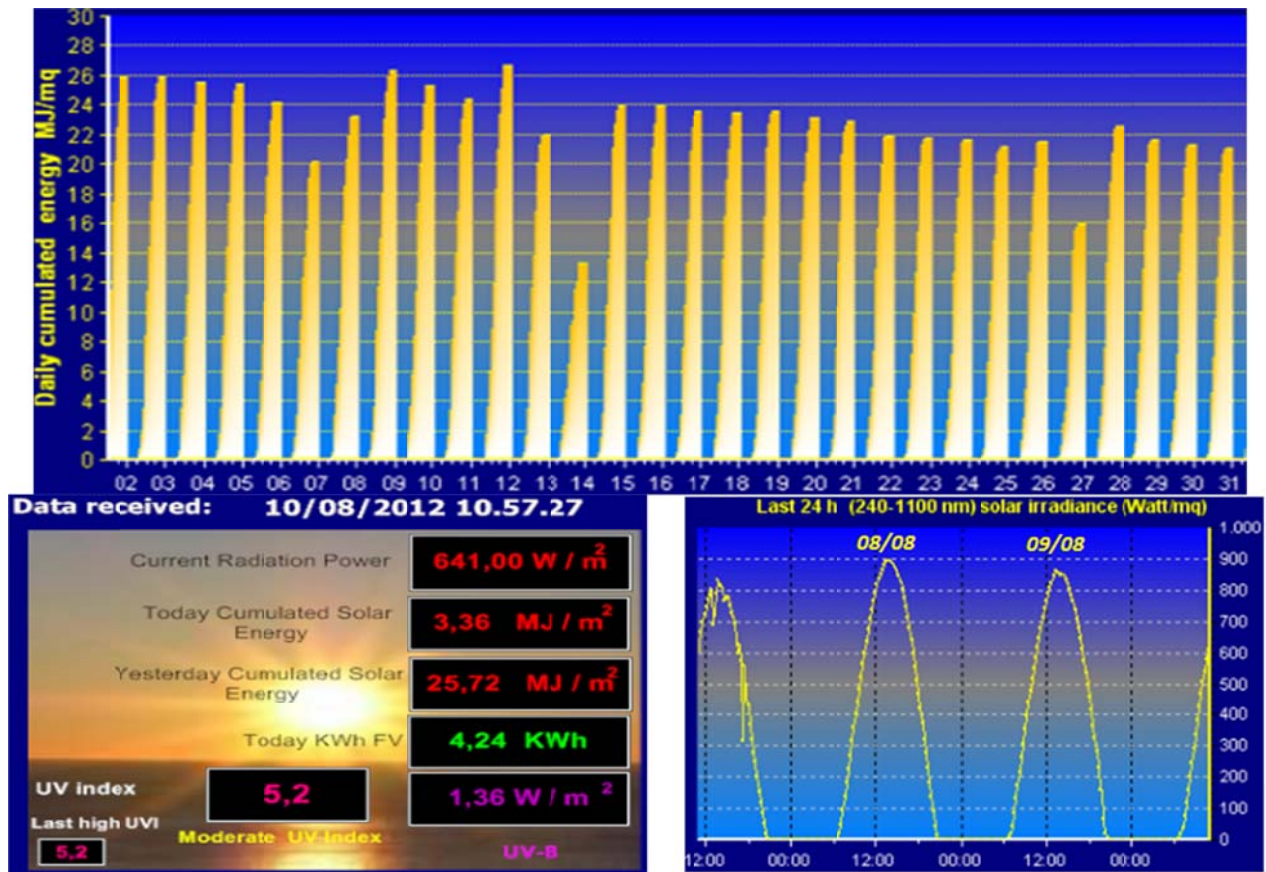


FIGURA 88: Andamento della radiazione solare per il mese di Agosto

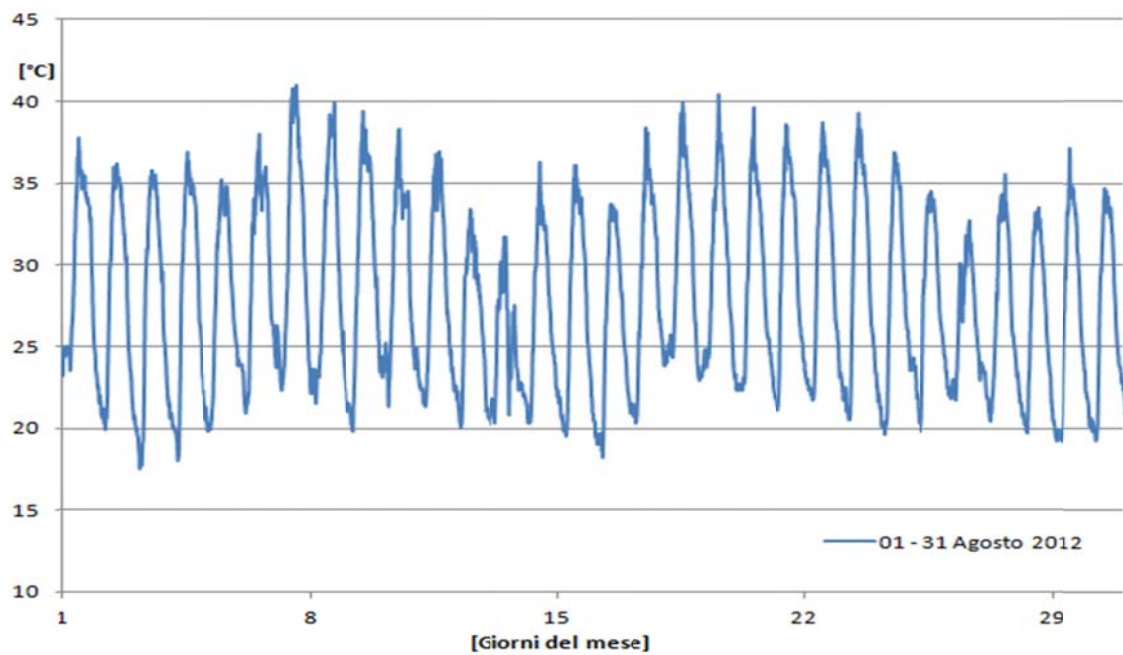


FIGURA 89: Andamento della temperatura esterna per il mese di Agosto

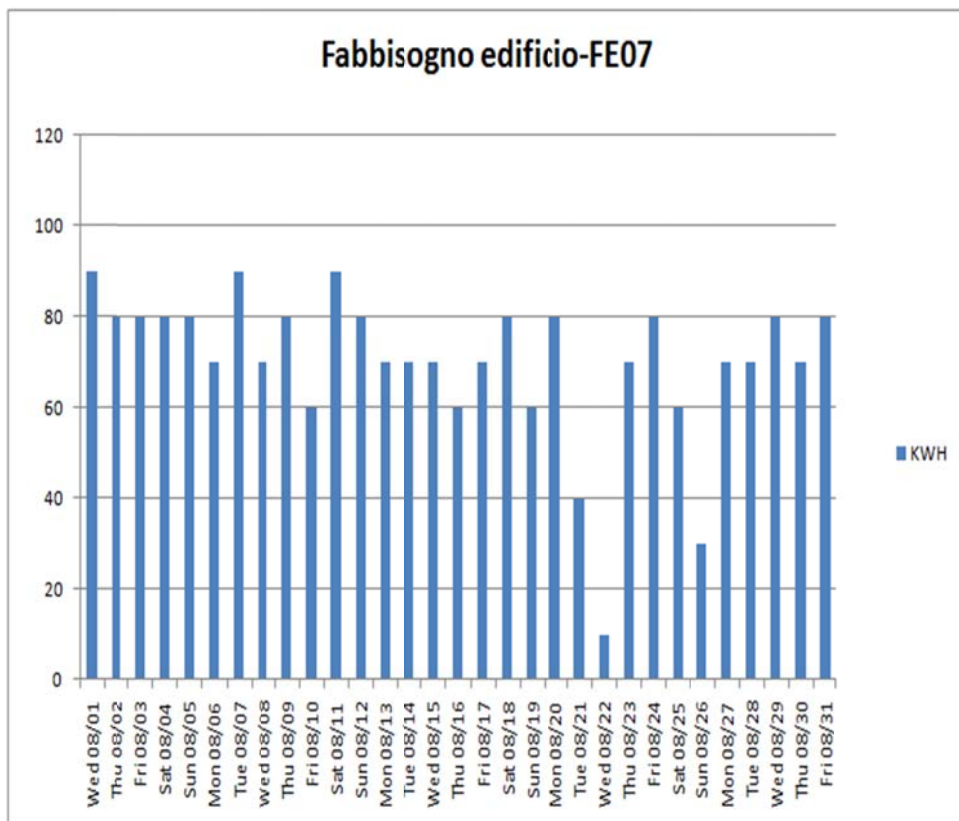


FIGURA 90: Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall' 1 al 31 Agosto

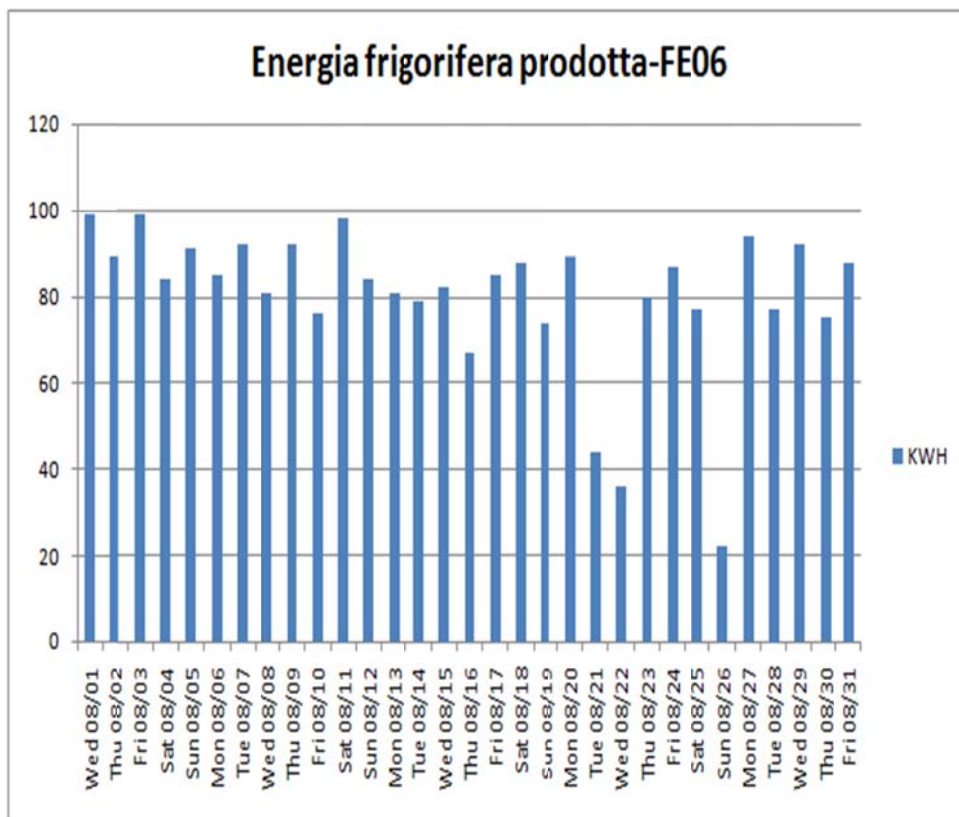


FIGURA 91: Acqua refrigerata prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (FE06) dall' 1 al 31 Agosto

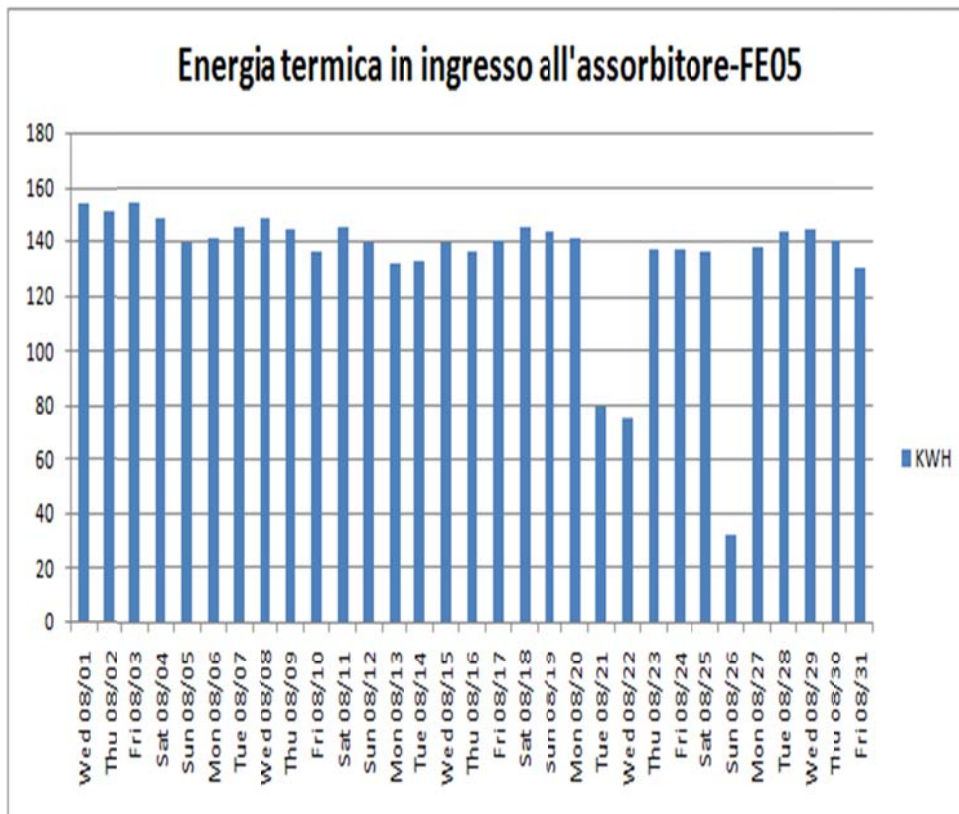


FIGURA 92: Energia termica in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento (FE05) dall' 1 al 31 Agosto

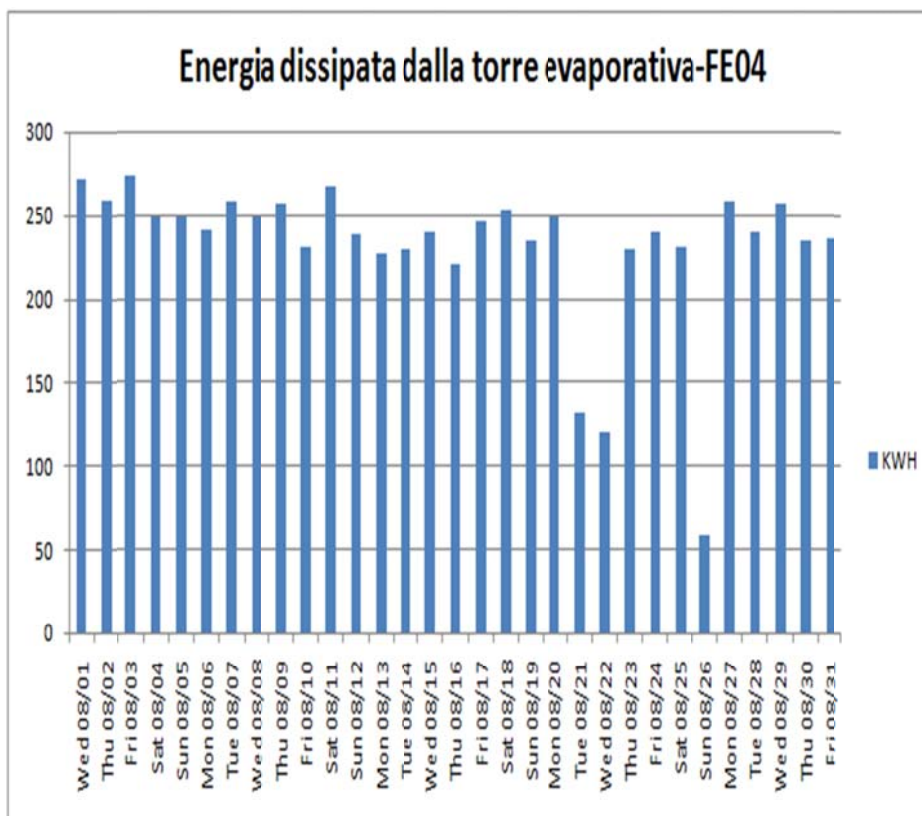
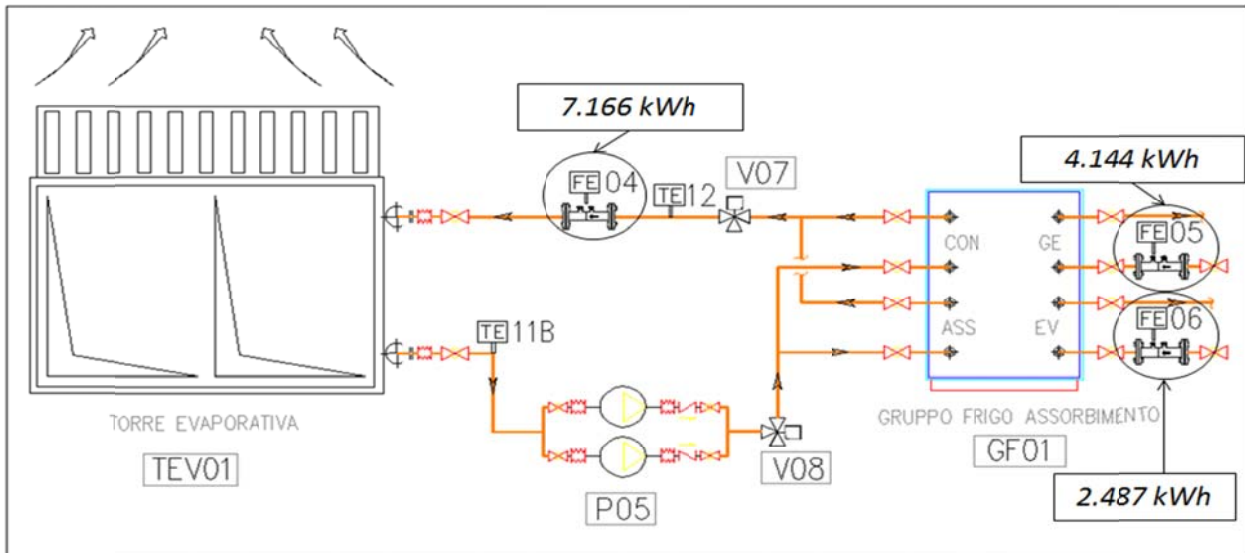


FIGURA 93: Energia termica dissipata dalla torre evaporativa (FE04) dall' 1 al 31 Agosto



COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP) reale medio in funzionamento : 0,60 (01 AGOSTO – 31 AGOSTO 2012)

FIGURA 94: COP gruppo frigo assorbimento dall' 1 al 31 Agosto

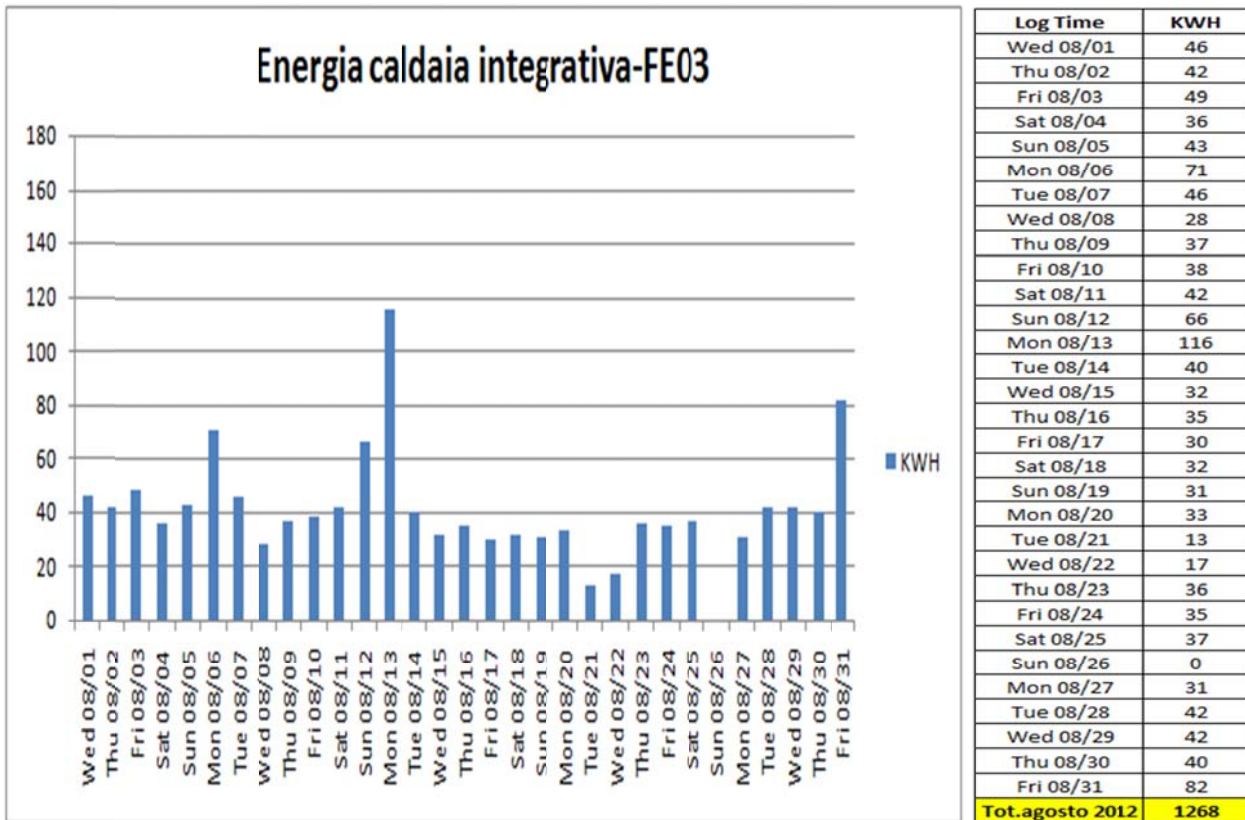


FIGURA 95: Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall' 1 al 31 Agosto

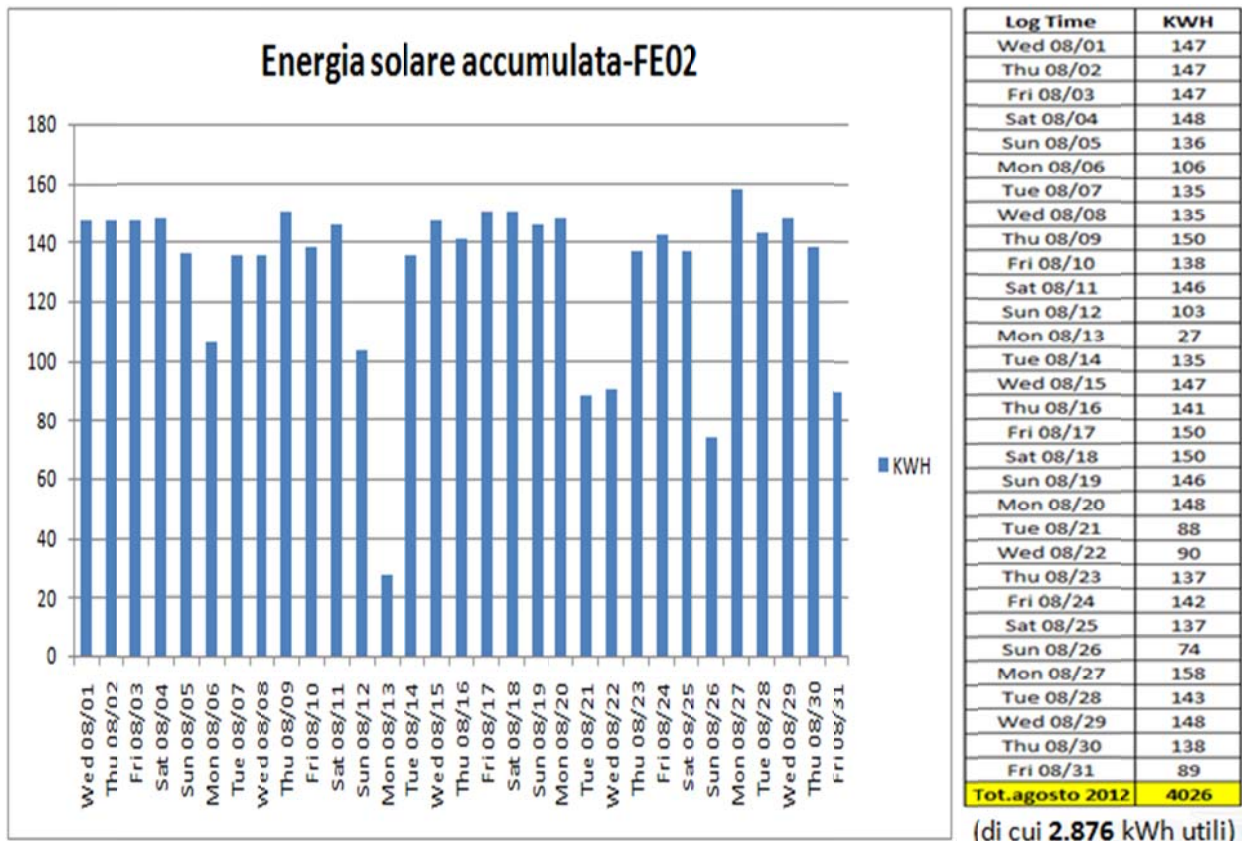


FIGURA 96: Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) dall' 1 al 31 Agosto

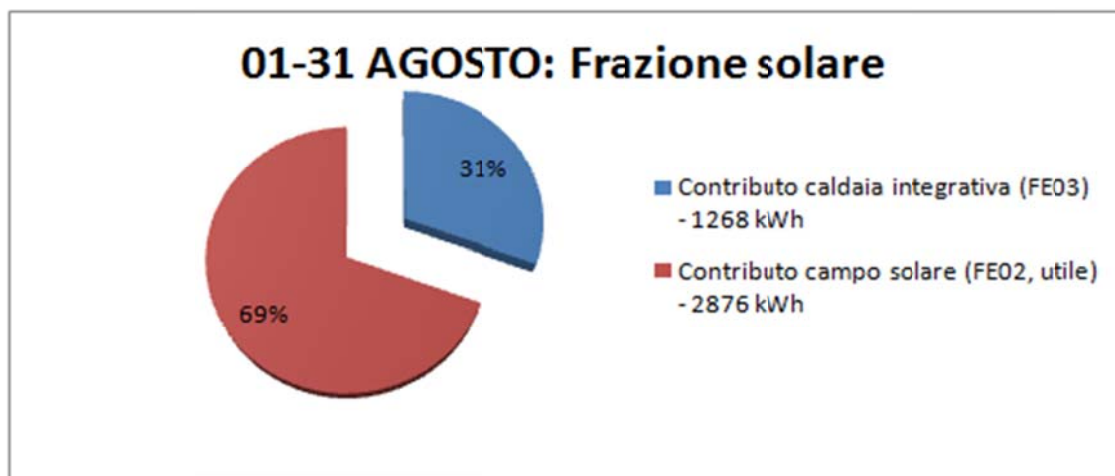


FIGURA 97: Frazione solare dall' 1 al 31 Agosto

5.5.4 Periodo di monitoraggio 01 Settembre -15 Settembre 2012

IL monitoraggio estivo si è concluso con i primi 15 giorni del mese di Settembre, periodo caratterizzato da precipitazioni e frequente nuvolosità con un repentino abbassamento delle temperature (Figure 98 e 99).

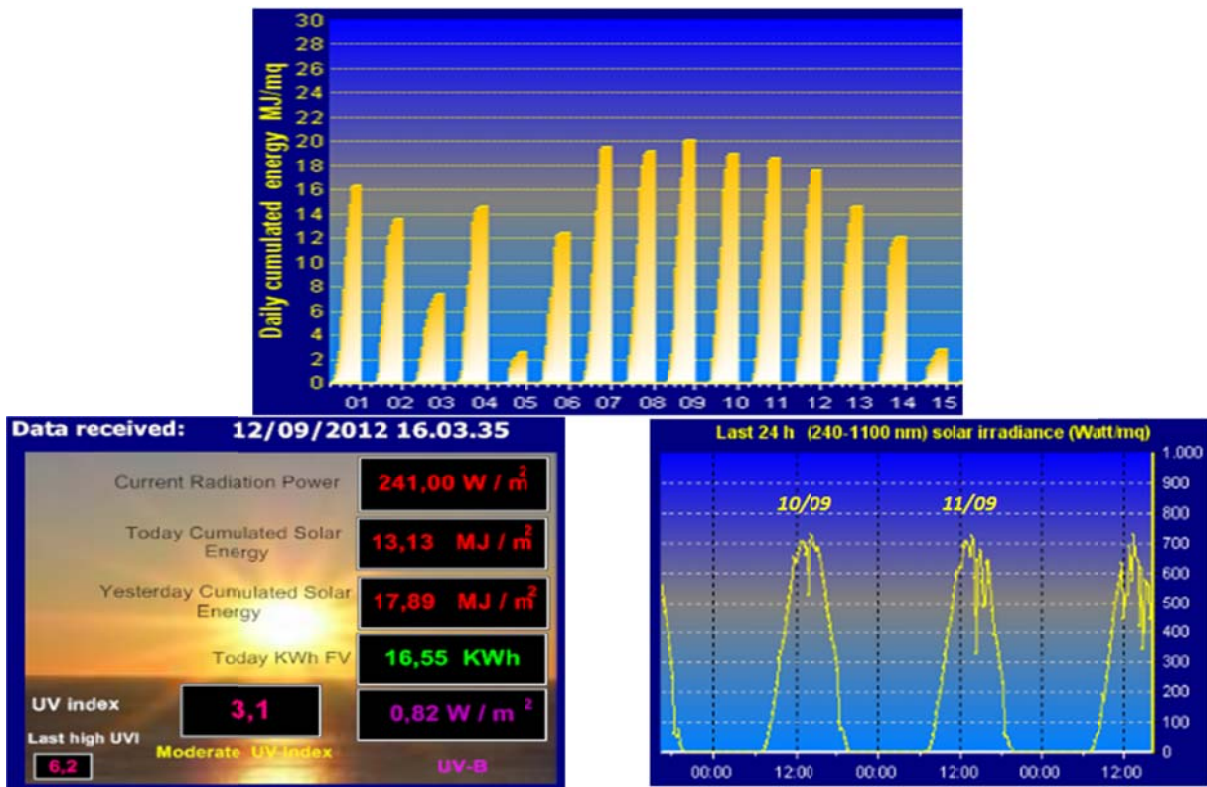


FIGURA 98: Andamento della radiazione solare per il mese di Settembre

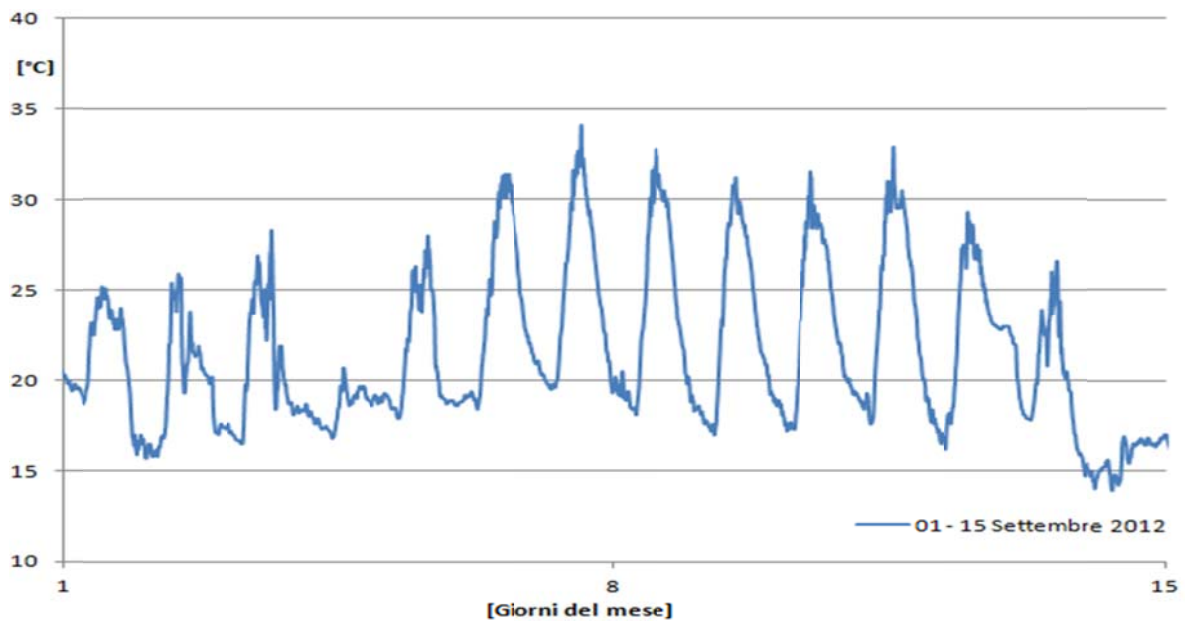


FIGURA 99: Andamento della temperatura esterna per il mese di Settembre

Di conseguenza il fabbisogno dell'edificio è stato minore (Figura 100), minore la produzione dell'acqua refrigerata (Figura 101) e minore la richiesta del gruppo frigo (Figura 102).

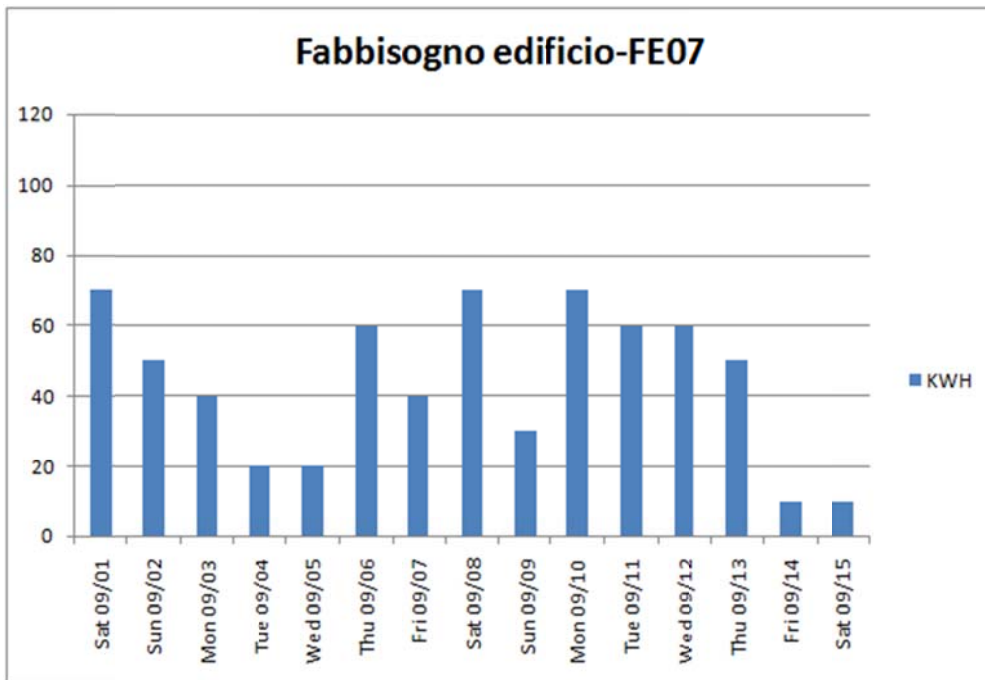


FIGURA 100: Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall' 1 al 15 Settembre

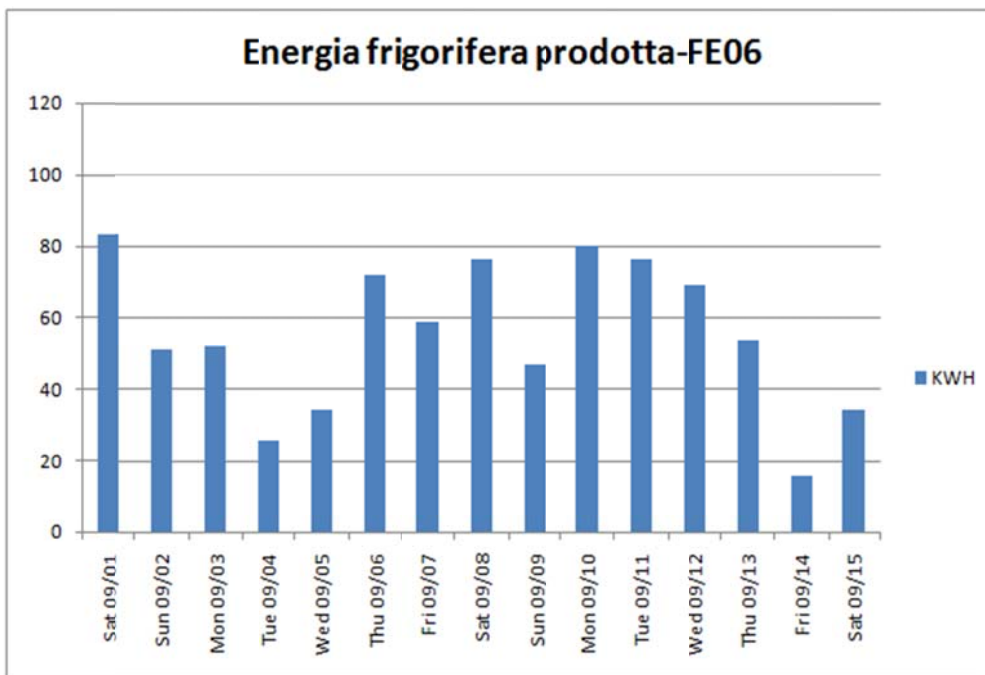


FIGURA 101: Acqua refrigerata prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (FE06) dall' 1 al 15 Settembre

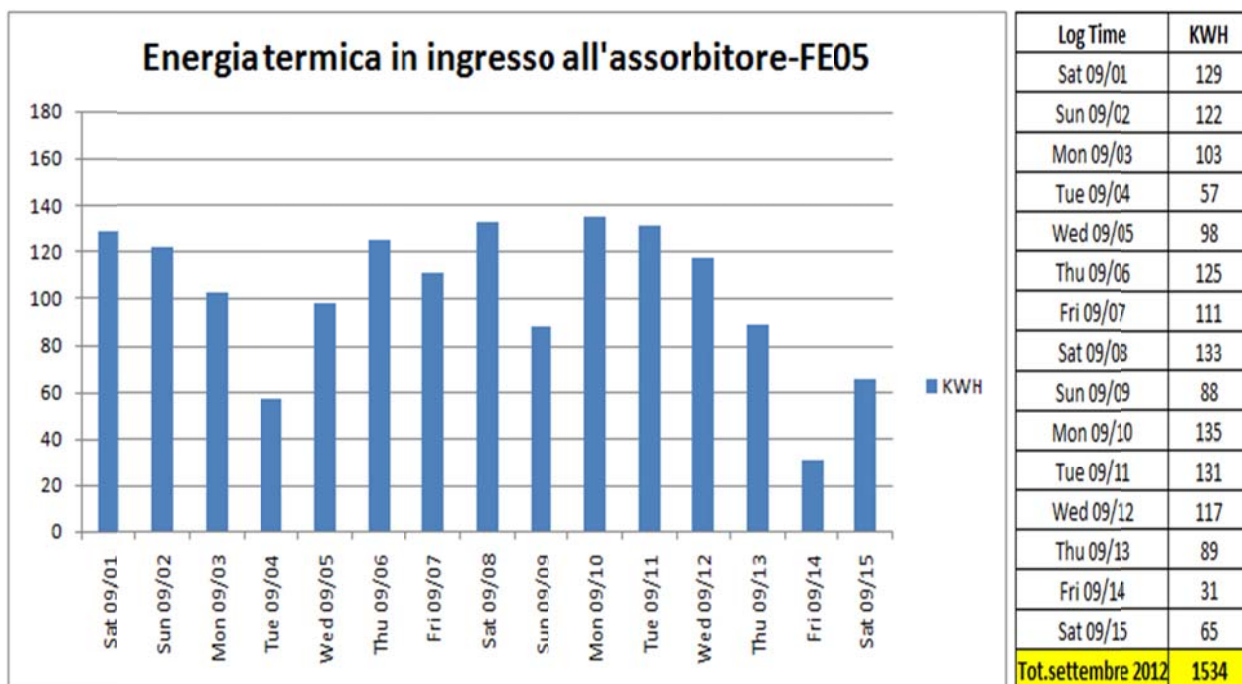


FIGURA 102: Energia termica in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento (FE05) dall' 1 al 15 Settembre

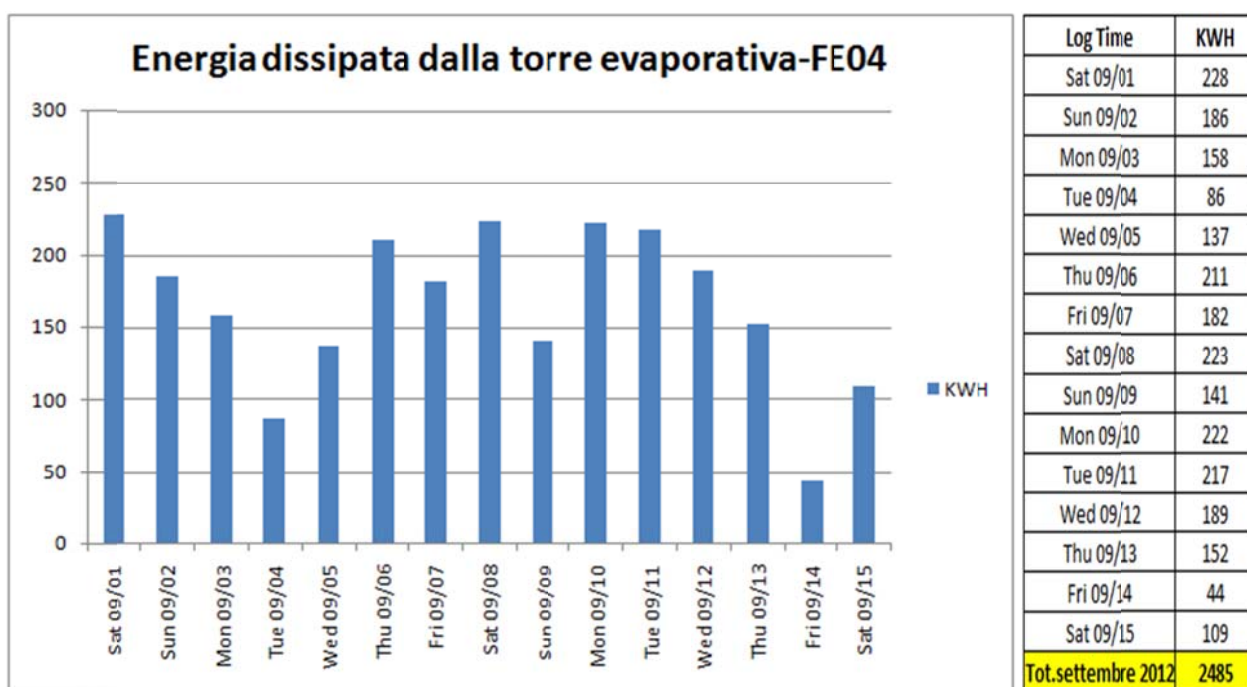


FIGURA 103: Energia termica dissipata dalla torre evaporativa (FE04) dall' 1 al 15 Settembre

Causa il funzionamento intermittente della macchina, il COP è stato basso rispetto ai mesi precedenti (Figura 104).

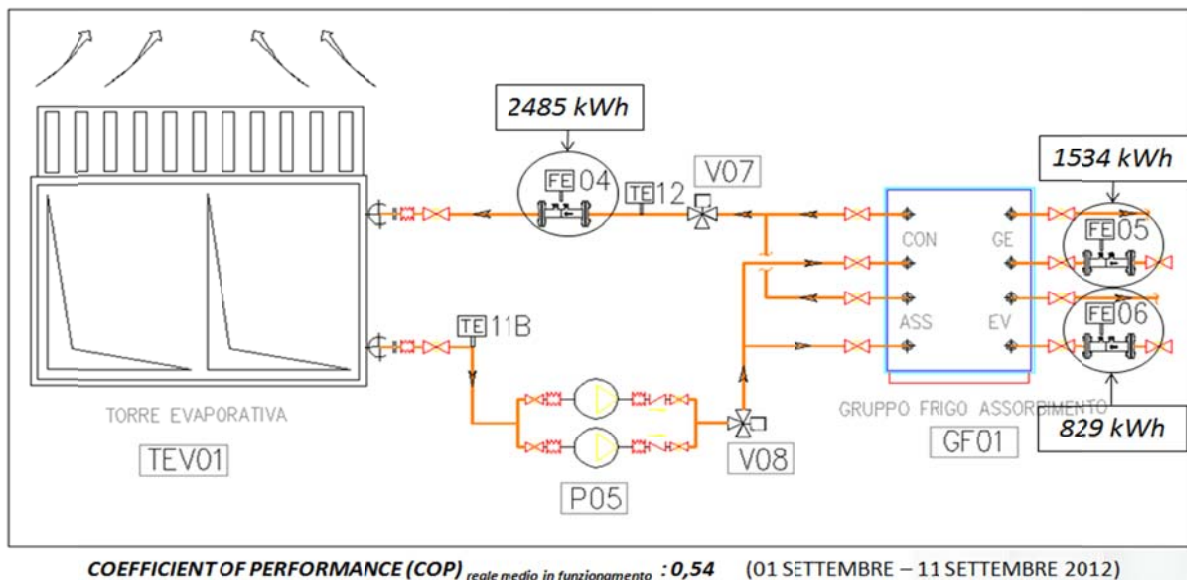


FIGURA 104: COP gruppo frigo assorbimento dall' 1 al 15 Settembre

Il peggioramento delle condizioni meteo ha fatto sì che il fabbisogno dell'assorbitore fosse soddisfatto in maggior parte dalla caldaia (Figura 107); Dalla figura 105 si può vedere che il giorno 9 la caldaia è stata ferma tutto il giorno causa blocco bruciatore, mentre il giorno 10 c'è stato un problema con il contatermie FE03 con mancata lettura dei kWh prodotti: il valore riportato è stato stimato.

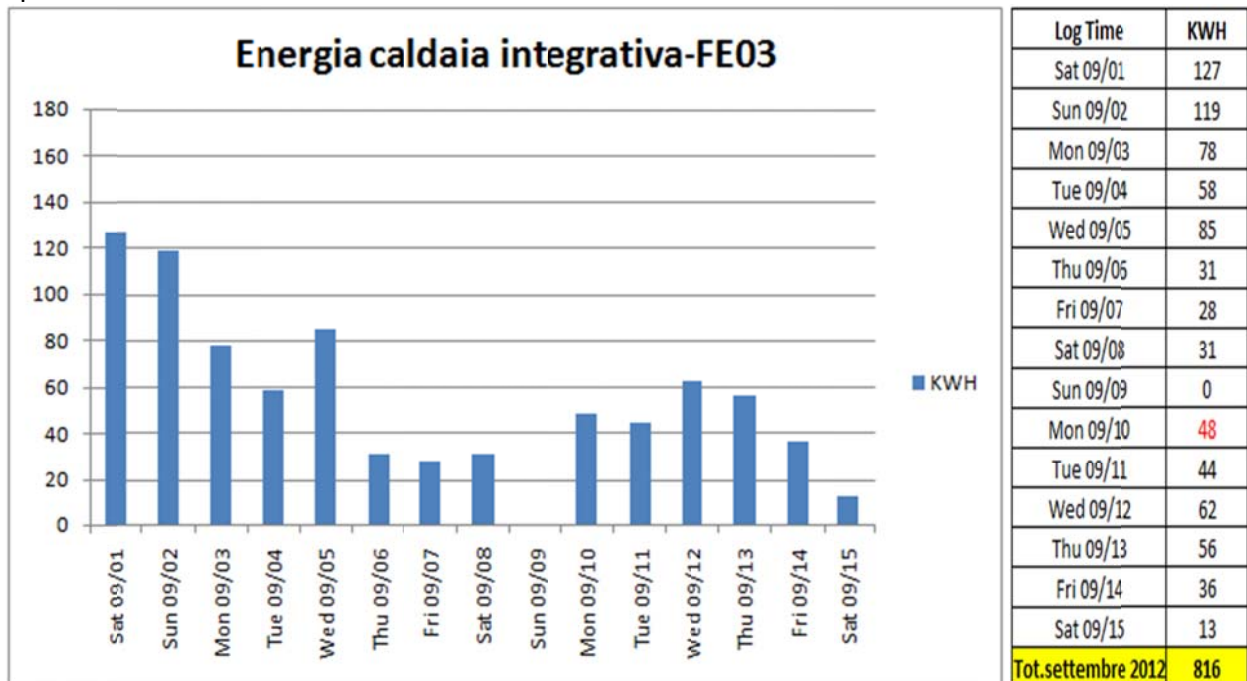


FIGURA 105: Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall' 1 al 15 Settembre

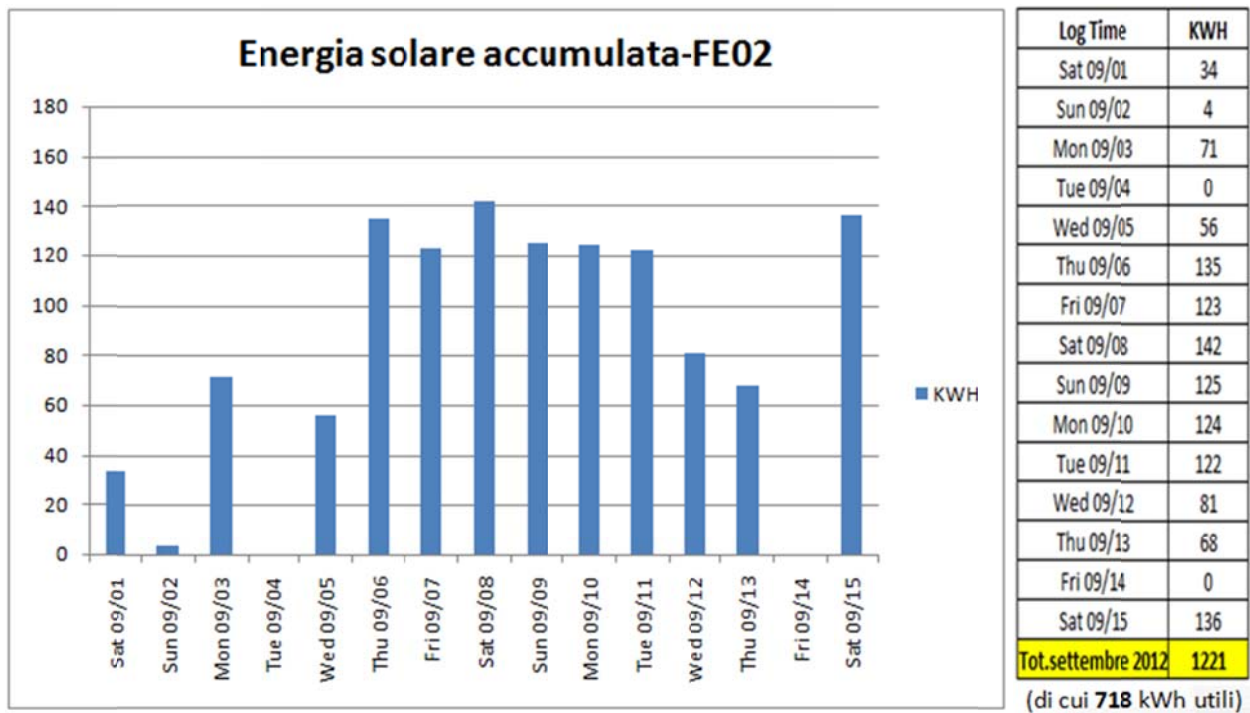


FIGURA 106: Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) dall' 1 al 15 Settembre

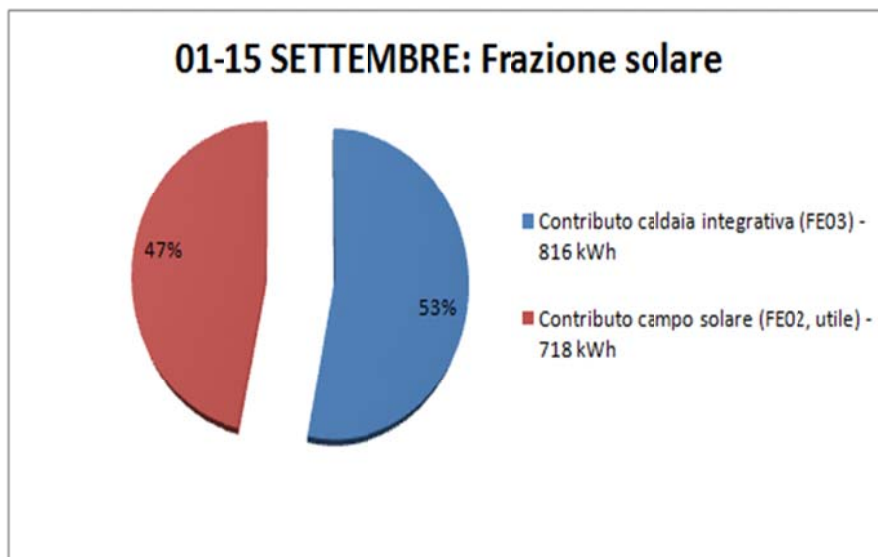


FIGURA 107: Frazione solare dall' 1 al 15 Settembre

5.5.5 Riepilogo campagna estiva monitoraggio: 01 Giugno - 15 Settembre 2012

Di seguito i risultati della stagione estiva di monitoraggio dell'impianto in modalità solar cooling: i contatermie utilizzati per il monitoraggio dell'impianto ci consentono di valutare l'energia fornita dal campo solare e la restante parte fornita dalla caldaia integrativa (Figura 108).



Dati di monitoraggio estivo: 01 GIUGNO – 15 SETTEMBRE 2012

40.304,00 kWh



38°

FE01



13.698,00 kWh



FE02



12.814,00 kWh



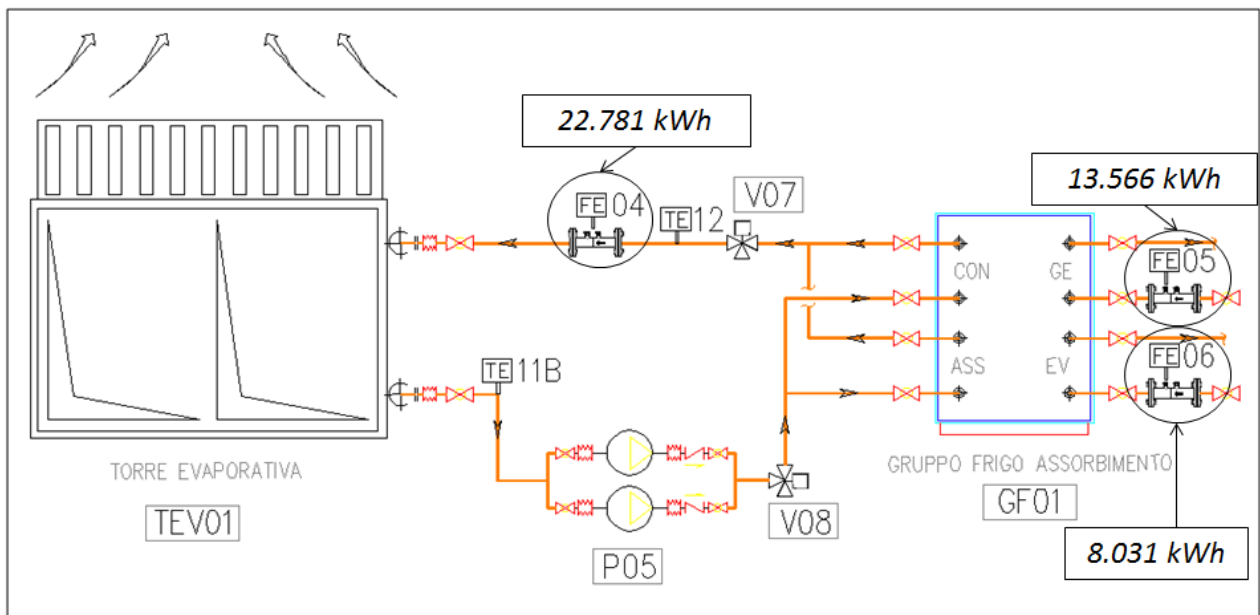
ALL' ASSORBITORE: da campo solare (Utilli) = 8.909,00 kWh

ALL' ASSORBITORE: da caldaia = 4.657,00 kWh

01 GIUGNO – 15 SETTEMBRE: Funzionamento impianto di tipo **INTERMITTENTE** (dalle ore 09:00 alle ore 19:00)

FIGURA 108: Schema produzione e fornitura energia a partire dai collettori solari (estate)

In Figura 109 si riportano i flussi energetici necessari alla valutazione del COP (Coefficient of performance), nelle reali condizioni di funzionamento, del gruppo frigo ad assorbimento:



COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP) reale medio in funzionamento : 0,59 (01 GIUGNO – 15 SETTEMBRE 2012)

FIGURA 109: Valutazione prestazioni reali gruppo frigo ad assorbimento

Rispetto al valore di targa (COP=0,7), si è constatato un rendimento inferiore (COP_{medio}=0,59) rispetto al valore atteso poiché non sempre il gruppo frigo ha lavorato in condizioni nominali di funzionamento (T_{acqua calda in}=88°C). Lavorando con temperatura dell'acqua inferiori, il gruppo riduce di molto il COP (Figura 110):

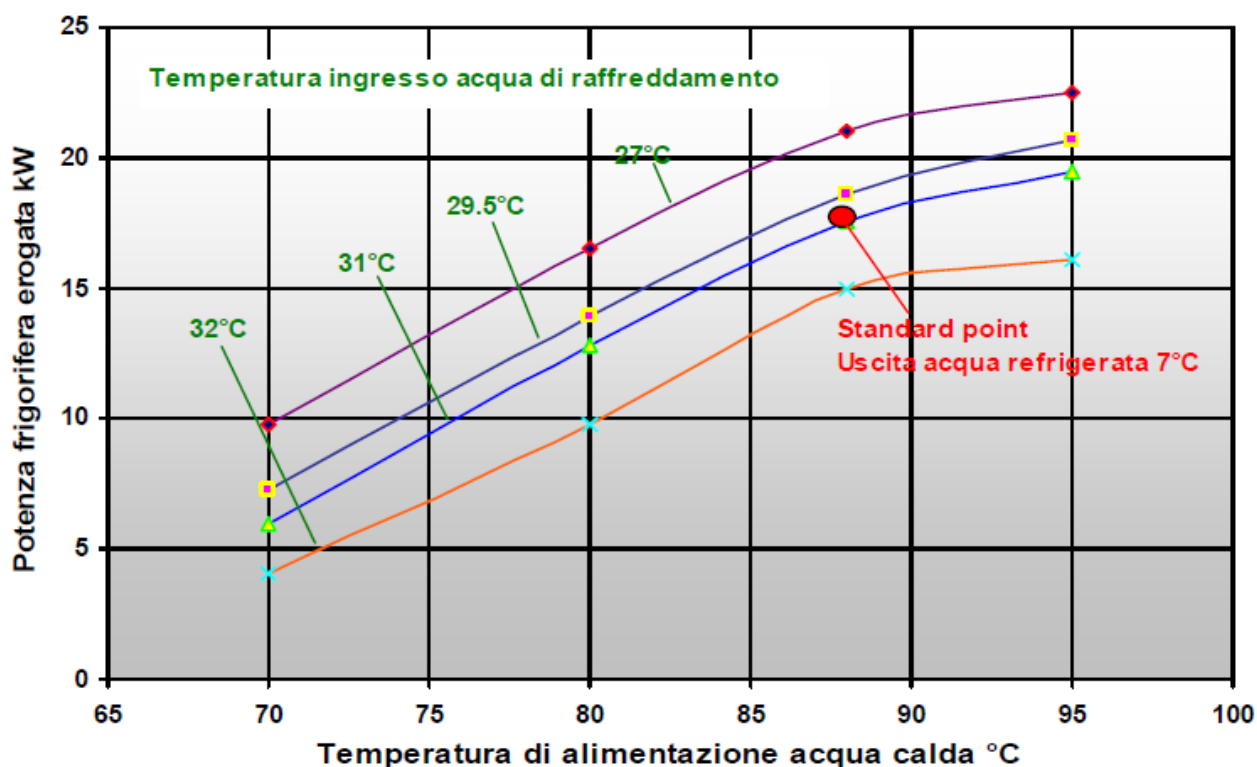


FIGURA 110: Curve caratteristiche di prestazione gruppo frigo YAZAKI mod. WFC-SC5
 Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5

Ipotizzando una temperatura media di alimentazione acqua calda pari a $T_{\text{acqua calda in}} = 80^{\circ}\text{C}$ ed ipotizzando una temperatura in ingresso acqua di raffreddamento pari a $T_{\text{acquarafr in}} = 32^{\circ}\text{C}$ si ha una potenza frigorifera erogata dal gruppo pari a $P_{\text{f}} = 10 \text{ kW}$, contro i 17,6 kW che si hanno in funzionamento nominale della macchina. Questo esempio serve solo per evidenziare quanto decadano le prestazioni del gruppo frigo se in funzionamento reale ci si discosta dai valori di targa di funzionamento della macchina. Una riduzione del COP è anche legata al funzionamento non a regime della macchina: nei primi quindici giorni di giugno, così come in buona parte del mese di settembre, la macchina era soggetta a ripetuti on/off in quanto il carico frigorifero richiesto dall'utenza era inferiore rispetto a quanto prodotto dalla macchina.

Nei mesi monitorati, le condizioni meteo e termo igrometriche esterne variano, determinando una diversa radiazione solare incidente sui collettori. E' da notare come, a differenza del periodo invernale durante il quale la quota di energia dissipata con il dry-cooler era significativa, durante il periodo estivo l'energia termica dissipata è praticamente trascurabile. Questo aspetto è legato al dimensionamento del campo solare, effettuato per garantire durante il periodo estivo l'energia termica necessaria per il funzionamento del gruppo frigo ad assorbimento. L'energia termica prodotta dal campo solare risulta invece essere esuberante per effettuare il riscaldamento dell'edificio (Figura 111):

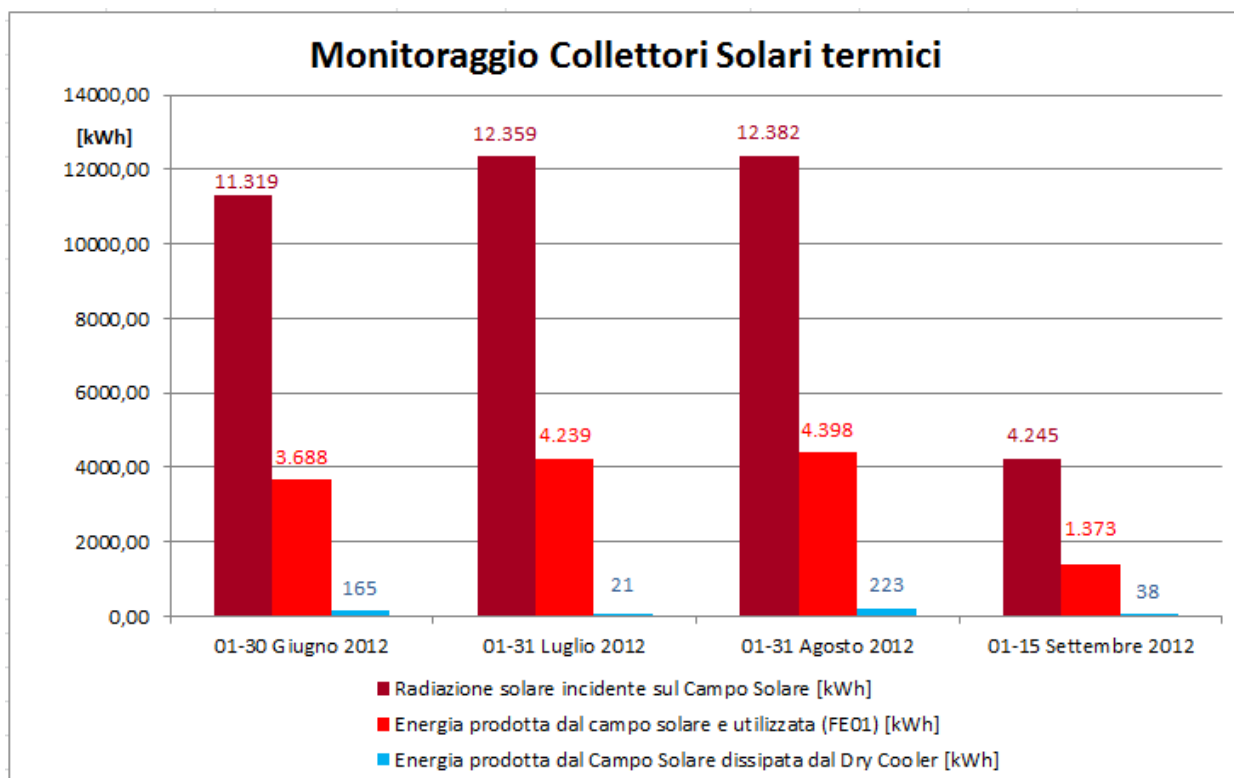


FIGURA 111: Radiazione solare incidente sul piano dei collettori solari termici durante il periodo di monitoraggio estivo

Nella Figura 112 si riporta l'energia effettivamente fornita dal campo solare per alimentare il gruppo frigo, depurata dalle perdite precedentemente descritte ($A+B=D1$ e $D2_a+D2_b=D2$) e considerando che l'energia termica scambiata tra il circuito primario solare e l'accumulo differisce da quella effettivamente utilizzata (kWh utili solari) a causa della temperatura dell'acqua accumulata, non sempre sufficiente ad alimentare il gruppo frigo ($T_{min}=80^{\circ}C$) (Calore accumulato ma non utilizzato: D3).

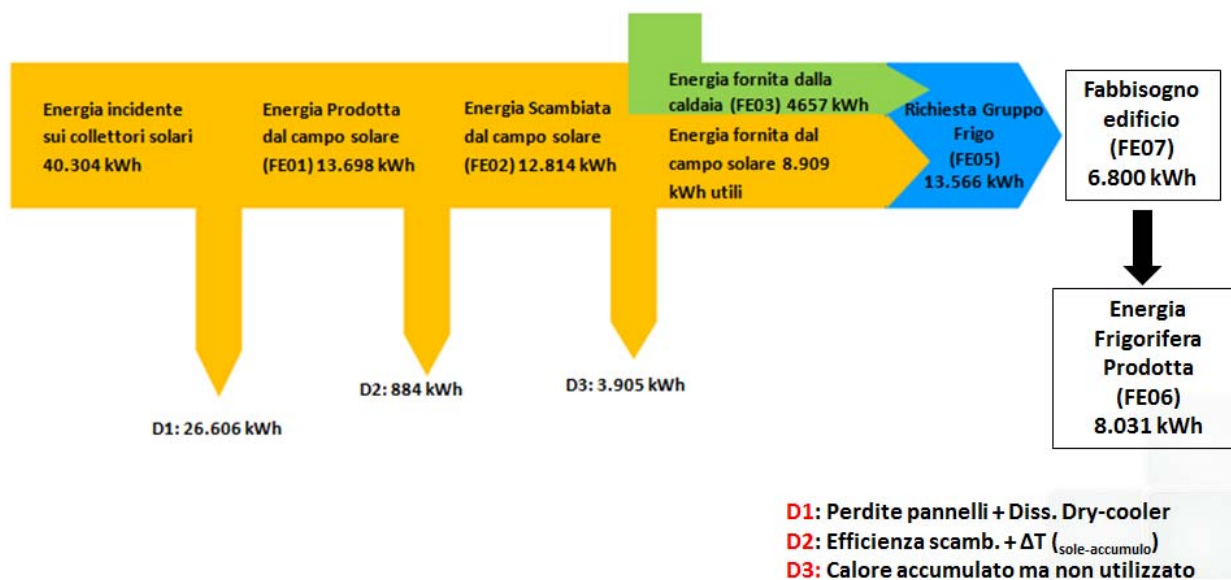


FIGURA 112: Diagramma del Flusso energetico di tutto il periodo di monitoraggio estivo

In Figura 113 si riporta, per i vari mesi monitorati, il contributo termico al gruppo frigo ad assorbimento fornito dal campo solare e dalla caldaia integrativa:

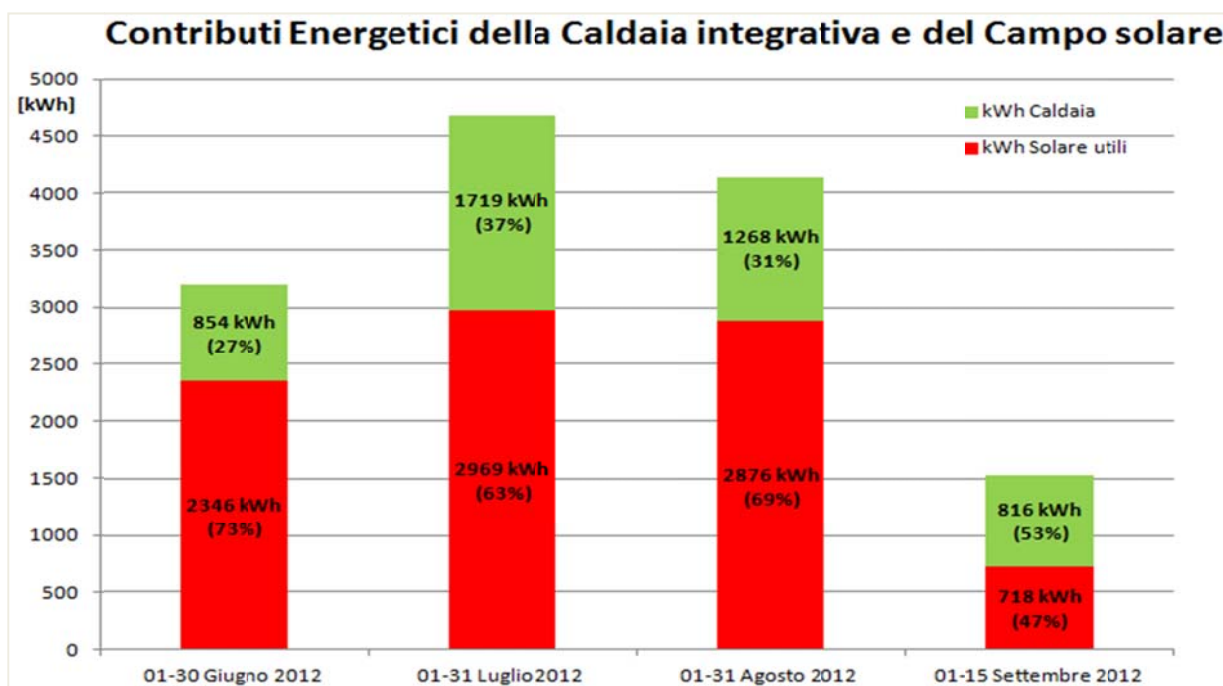


FIGURA 113: Contributi energetici della caldaia integrativa e del campo solare in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento

Riepilogando il comportamento dell'impianto di solar cooling durante l'intero periodo di monitoraggio, si può calcolare la frazione solare dell'energia in ingresso al gruppo frigo (Figura 114):



FIGURA 114: Frazione solare impianto di solar cooling C.R. ENEA di Casaccia

La frazione solare sopra riportata è stata ottenuta sempre garantendo le condizioni di comfort termoisometrico all'interno degli ambienti serviti dall'impianto di solar cooling (Figura 115):

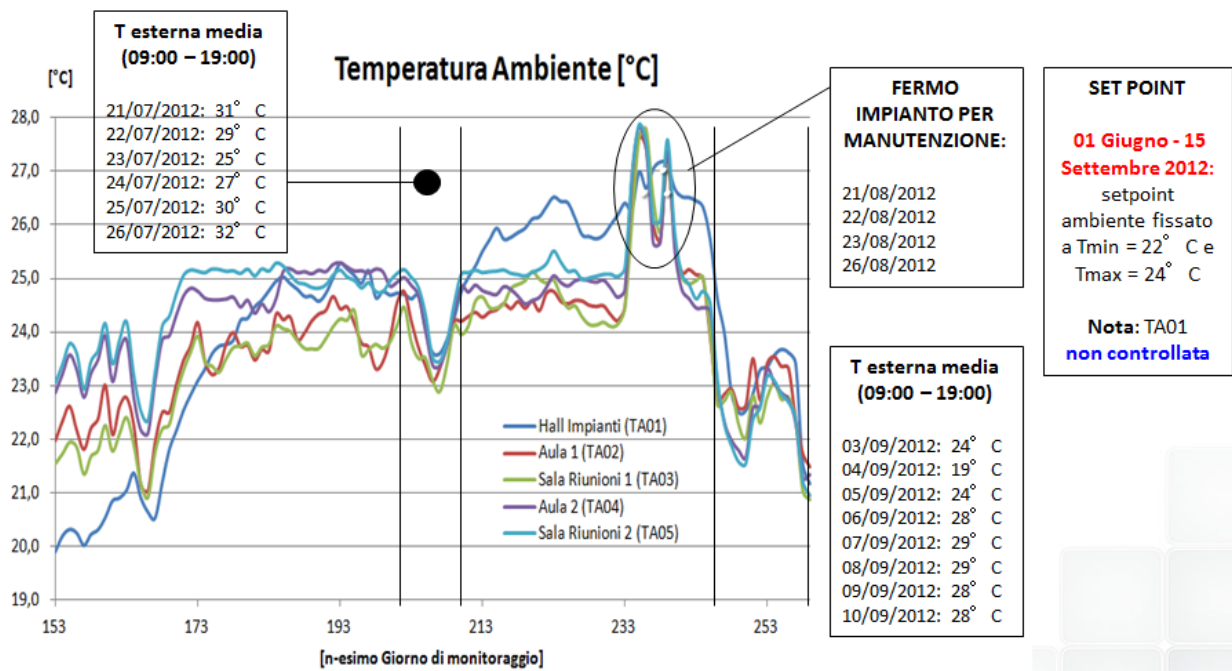


FIGURA 115: Frazione solare impianto di solar cooling C.R. ENEA di Casaccia

La logica di regolazione gestisce il mantenimento della temperatura di set point ambiente mediante l'impianto a pannelli radianti a pavimento (alimentato con acqua in ingresso a $T_{in\ pannelli} = 14^{\circ}C$) ed effettua il raggiungimento del set point con l'impianto a ventilconvettori (alimentato con acqua in ingresso a $T_{in\ fancoil} = 7^{\circ}C$): questa soluzione ha consentito di ottimizzare la produzione di acqua refrigerata necessitando di acqua molto fredda solo nelle ore più calde della giornata, quando il contributo dell'energia termica, in ingresso al gruppo frigo, è prodotta quasi interamente dal campo solare. La caldaia entrerà in funzione solo quando le temperature nei vari ambienti non sono soddisfatte e l'accumulo freddo è stato quasi del tutto utilizzato.

5.6 Conclusioni

L'impianto di solar heating e cooling qui descritto ha sempre permesso durante il periodo di monitoraggio, sia invernale che estivo, il mantenimento delle condizioni di comfort termoigrometrico all'interno degli ambienti dell'edificio servito, dove le temperature interne sono state mantenute all'interno dei range stabiliti grazie alla logica di regolazione. È stato riscontrato un risparmio in termini di consumi di energia primaria di natura fossile grazie allo sfruttamento della radiazione solare: durante il funzionamento invernale il sole ha coperto il 56% dei consumi per il riscaldamento degli ambienti; nel funzionamento estivo c'è stata una copertura da fonte solare del 66% dell'energia termica richiesta dal gruppo frigo ad assorbimento.

Questi risparmi energetici si traducono di conseguenza in risparmi economici che purtroppo non sono sufficienti a rendere competitivi questa tipologia di impianti, a causa del loro elevato costo ed in particolare del gruppo frigo ad assorbimento; questo rende i tempi di rientro dell'investimento ancora inaccettabili.

Ci sono però delle prospettive incoraggianti in questo senso, dovute alla continua evoluzione di questa tecnologia: infatti una miglioria prevista consiste nell'installazione di un serbatoio di

accumulo a cambiamento di fase che consenta a parità di temperatura una maggiore aliquota di energia termica accumulata, cosa che permetterebbe un maggiore sfruttamento della fonte rinnovabile anche qualora questa risultasse insufficiente.

6. BIBLIOGRAFIA

- Lazzarin R., 2011, "Pompe di calore", Editore: SGEEditoriali;
- Lazzarin R., Busato F., Noro M., 2011, "Studio di sistemi di accumulo a cambiamento di fase nel solar cooling", www.enea.it;
- He B, Setterwall F, 2002, "Technical grade paraffin waxes as phase change materials for cool thermal storage system capital cost estimation", Energy Conversion and Management 43 (13), pp. 1709-1723, www.sciencedirect.com ;
- A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2), pp. 318-345, www.sciencedirect.com ;
- Villarini M., Germanò D., Fontana F., Limiti M., 2010, "Sistemi solari termici per la climatizzazione", Editore: Maggioli Editore;
- Calabrese N., Trinchieri R., Simonetti A., 2011, "Utilizzo dell'energia elettrica e solare per condizionamento estivo", www.enea.it;
- Grieco M.T., Sabatelli V., Braccio G., 2008, "Climatizzazione solare degli edifici: valutazione delle potenzialità di sviluppo, confronto tra le diverse tecnologie e relativa fattibilità tecnico-economica", EEI 08044, www.enea.it