



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



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Studio e progettazione di un sistema di smaltimento statico del calore

M. Beccali, V. Lo Brano, G. Ciulla, M. Cellura, P. Finocchiaro, F. Guarino, S. Longo



Report RdS/2012/126

STUDIO E PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA DI SMALTIMENTO STATICO DEL CALORE

M. Beccali, V. Lo Brano, G. Ciulla, M. Cellura, P. Finocchiaro, F. Guarino, S. Longo (Universita' degli Studi di Palermo, Dipartimento dell'Energia)

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

A) Studio, progettazione e realizzazione di un sistema di smaltimento statico del calore	4
Descrizione del sistema.....	4
La valvola termostatica	4
Lo scambiatore di calore	6
Il funzionamento del sistema di dissipazione del calore	7
Caso1: Circolatore del circuito primario dei collettori solari non in funzione.....	8
Caso 2: Circolatore del circuito primario dei collettori solari in funzione	8
Metodologia di analisi.....	9
Risultati delle simulazioni svolte in TRNSYS per la configurazione scelta	13
Risultati delle simulazioni svolte in TRNSYS per la configurazione con ventilatori solari	18
Note per l'installazione del prototipo.....	19
Ringraziamenti	20
B) Attività scientifiche legate alla partecipazione a Gruppi di lavoro IEA	22
B1) IEA TASK 42 "Compact Thermal Energy Storage: Material Development and System Integration" (Resp.Prof. Ing. Valerio Lo Brano)	22
Attività nell'ambito della WGB-Numerical Modelling Session	22
Algoritmo per la generazione di un TRY	23
Modello alle differenze finite di un wafer di pareti multistrato accoppiato a materiale a cambiamento di fase (PCM).....	24
B2) IEA Task 44 - Annex 38 "Solar and Heat Pump Systems.....	27
SUBTASK B - Valutazione delle prestazioni	27
Subtask C - Modellazione e simulazione.....	35
B3) IEA Task 48 " Quality assurance and support measures for Solar Cooling"	43
Studio comparato delle performances di sistemi solari termici di piccolo taglia assistiti da fotovoltaico tramite analisi LCA (Life CycleAssessment)	44
Pubblicazioni relative alle ricerche condotte.....	58

A) Studio, progettazione e realizzazione di un sistema di smaltimento statico del calore

Nell'ambito di questa attività sono stati svolti lo studio e la progettazione di un sistema di smaltimento statico del calore da adottare in accoppiamento con sistemi solari termici per evitare il rischio di stagnazione dovuto al mancato utilizzo dell'energia termica prodotta (bassa richiesta di energia termica, assenza dell'alimentazione elettrica).

I componenti idraulici comunemente installati negli impianti solari ovvero vaso di espansione, valvole di sicurezza, sfiati e valvole di scarico termico garantiscono l'incolumità degli utilizzatori dai possibili problemi che nascono dall'aumento incontrollato di pressione e temperatura all'interno dell'impianto, ma possono portare ad un parziale svuotamento dell'impianto con conseguente interruzione del servizio nei momenti successivi al fenomeno della stagnazione dei collettori e con conseguente necessità dell'intervento di un operaio specializzato per il suo riavvio.

Lo scopo di questa attività è stato quello di progettare un sistema statico di smaltimento dell'energia termica in eccesso costituito da una batteria alettata opportunamente dimensionata in grado di smaltire il calore per convezione naturale. Il progetto svolto è relativo ad un prototipo che sarà installato e monitorato presso la sede di ENEA in un prossimo futuro.

Descrizione del sistema

Il sistema di dissipazione del calore per impianti solari è costituito da uno scambiatore di calore alettato da utilizzarsi per il trasferimento all'aria esterna del calore in eccesso prodotto da un collettore solare a tubi evacuati, da una valvola termostatica a due vie appositamente progettata e da tubazioni di collegamento.

La valvola termostatica

Uno dei componenti principali del sistema di smaltimento del calore è la valvola termostatica. Per il progetto e la realizzazione della valvola si è instaurata una collaborazione con il costruttore di componenti idraulici Thermomat s.r.l.. La valvola è stata progettata per una temperatura di apertura di 92°C con precisione del $\pm 5\%$. Le connessioni A e B sono sempre aperte indifferentemente dalla temperatura di lavoro (il fluido può scorrere nel verso bidirezionale, cioè non c'è un verso da rispettare), la connessione C si apre solo dopo che la temperatura ha superato i 90 - 95°C; la temperatura viene rilevata nel punto indicato sul disegno. Anche per la connessione

C non vi è un verso obbligato di scorrimento del fluido. La valvola è progettata per un collocamento all'esterno.

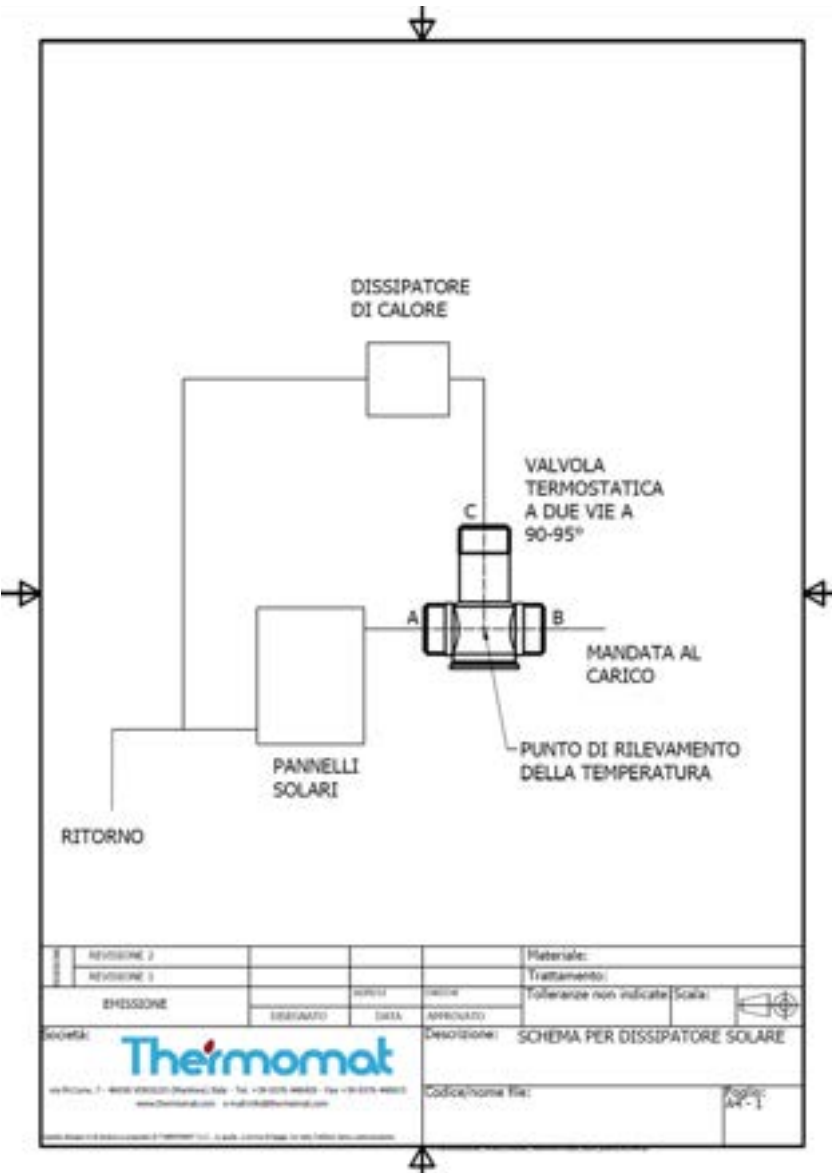


Figura 1: Schema di montaggio del prototipo di valvola termostatica



Figura 2: Prototipo della valvola termostatica

Lo scambiatore di calore

L'altro componente fondamentale del sistema di dissipazione del calore è lo scambiatore di calore tra l'acqua contenuta nel circuito dei collettori e l'aria esterna. Lo scambiatore è stato progettato in modo da poter smaltire una potenza termica di circa 2 kW in condizioni di circolazione naturale sia sul lato acqua che su lato aria. Per raggiungere questo obiettivo, è stato necessario condurre un'analisi dettagliata dei diversi fenomeni coinvolti di cui si parlerà nel seguito. Il valore di 2 kW scelto per il progetto dello scambiatore è relativo alla potenza sviluppata da un collettore a tubi evacuati avente le caratteristiche riportate in Tabella 1 per una temperatura di ingresso di circa 92°C e un irraggiamento di 1000 W/m².

Tabella 1: Dati tecnici relativi al collettore solare Kloben SKY21 CPC 58

Altezza	[mm]	1603
Larghezza	[mm]	2348
Spessore	[mm]	140
Superficie di apertura netta	[m ²]	3.31
Numero di tubi	[-]	21
η_0	[-]	71.8
a_1	[WK ⁻¹ m ⁻²]	0.974
a_2	[WK ⁻² m ⁻²]	0.005

Lo scambiatore di calore scelto è una batteria alettata con tubi in rame e alette in alluminio le cui caratteristiche costruttive sono riportate in Tabella 2. Per il dimensionamento si rimanda al paragrafo successivo.

Tabella 2: Dati tecnici relativi alla batteria alettata

Standard H		DATI TERMODINAMICI		I/1/4/195/0101	
LATO ALETTE		Richies. Calcol.		LATO TUBI	
Fluido: aria				Fluido: ACQUA	
Quantità	m ³ /h	110	110	Quantità	l/h
Aria secca	kg/h		135	Temperatura ingresso	°C
Peso specifico	kg/m ³		1,2250	Temperatura uscita	°C
Temp. ingresso	°C	27,8	27,8	Peso specifico	kg/dm ³
Temperatura uscita	°C	83,3	83,3	Calore specif.	kcal/kg°C
Velocità front.	m/sec		0,1	Conducib.term.	kcal/hm°C
Perdita carico	mm H ₂ O		0,0	Viscosità	centipoises
Capacità	kcal/h		1795	Velocità	m/s
				Perdita di carico	mH ₂ O
					1,5
					0,12
		DATI BATTERIA			
Lunghezza alettato	mm	1070	1070	Diametro tubi	mm
Altezza alettato	mm	400	400	Spessore tubi	mm
Numero ranghi			3,41	Spessore alette	mm
Peso a secco, circa	kg		27	Superficie	m ²
Contenuto di fluido	dm ³		9,4	OUT OF CERTIF. RANGE	

Il funzionamento del sistema di dissipazione del calore

Il sistema è di tipo passivo ovvero è progettato in modo da poter funzionare anche in assenza di energia elettrica o in caso di blocco della pompa di circolazione del circuito primario dell'impianto solare.

La geometria del sistema e delle tubazioni di collegamento sono state scelte in modo tale da instaurare la circolazione naturale del fluido tra il collettore e lo scambiatore di calore alettato (Figura 3) prima dell'intervento degli organi di sicurezza presenti nell'impianto. Il sistema è stato appositamente progettato per essere installato in accoppiamento con collettori a tubi evacuati ma è possibile installarlo anche su collettori di tipo piano. Anzi, in questo ultimo caso, la circolazione dell'acqua è favorita da una maggiore distanza tra gli attacchi idraulici di mandata e ritorno.

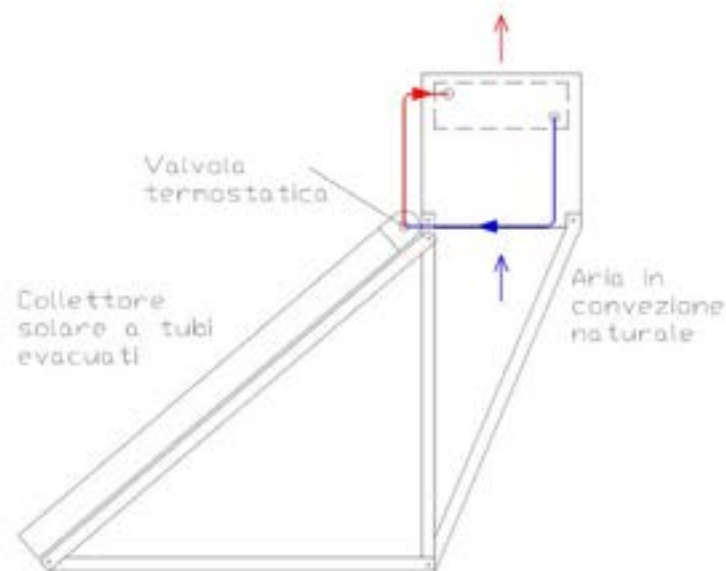


Figura 3: Schema di installazione del dissipatore di calore

Lo schema impiantistico di un impianto solare a convezione forzata prevede la presenza di un circolatore sul circuito primario di collegamento tra i collettori e il serbatoio di accumulo. Sullo stesso circuito sono poi installati il vaso di espansione, la valvola di sicurezza, gli sfiati e gli altri organi di controllo e sicurezza.

Nel funzionamento dell'impianto solare in accoppiamento al dissipatore solare si possono verificarsi due casi di seguito descritti.

Caso1: Circolatore del circuito primario dei collettori solari non in funzione

Questo è il caso tipico relativo a casi di interruzione dell'alimentazione elettrica del circolatore o avaria dello stesso a seguito dei quali non può esservi circolazione forzata di fluido nel circuito primario dei collettori. In questo caso, raggiunta la temperatura di 92°C all'uscita dai collettori solari dove è posizionata la valvola termostatica, si apre il circuito del dissipatore. Grazie alla geometria del sistema si innescherà una circolazione naturale del fluido tra la stringa di collettori e il dissipatore di calore cosicché il calore prodotto dai collettori solari potrà essere ceduto all'aria esterna (Figura 4). I rami di mandata e ritorno del circuito primario non saranno percorsi da portata d'acqua.

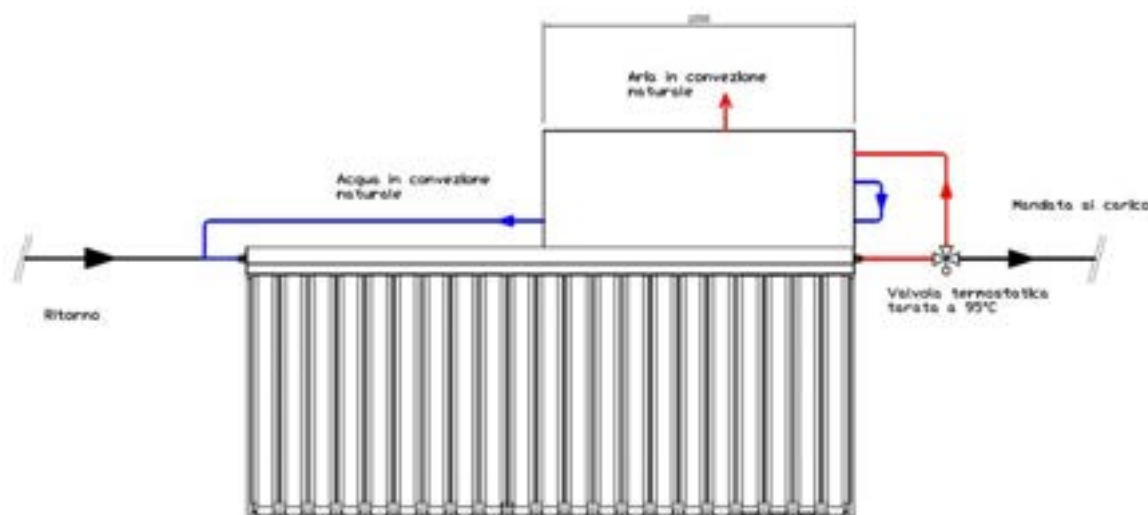


Figura 4: Funzionamento del sistema di dissipazione del calore nel caso di circolatore del circuito primario spento o in avaria

Caso 2: Circolatore del circuito primario dei collettori solari in funzione

Questo è il caso tipico relativo a momenti di:

- basso carico (basso prelievo dall'accumulo solare)
- elevato irraggiamento solare
- assenza di malfunzionamenti

In questo caso, raggiunta la temperatura di circa 92°C all'uscita dai collettori solari dove è posizionata la valvola termostatica, si apre il circuito del dissipatore che risulterà essere in parallelo a quello dei collettori. La portata di fluido che fluirà nel circuito del dissipatore sarà tanto maggiore quanto maggiore sarà la temperatura del fluido all'uscita dai collettori. All'aumentare di

questa temperatura infatti la valvola a due vie si aprirà maggiormente (Figura 4). Le perdite di carico introdotte sulla porta B e C sono state tarate per mezzo di un apposito setto interno al fine di assicurare una circolazione di fluido sufficiente attraverso il dissipatore solare. In questo modo il calore potrà essere ceduto all'aria esterna evitando la formazione di vapore all'interno del collettore.

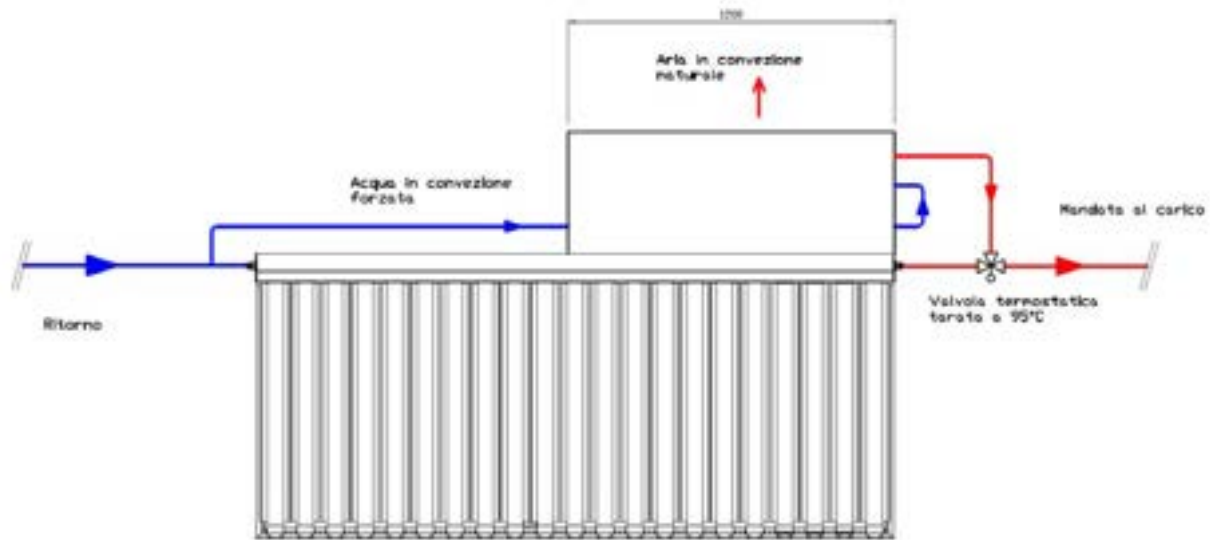


Figura 5: Funzionamento del sistema di dissipazione del calore nel caso di circolatore del circuito primario dei collettori solari in funzione

Metodologia di analisi

Per il dimensionamento dell'intero sistema di dissipazione del calore si è fatto uso della piattaforma di simulazione TRNSYS. E' stato creato un progetto su Simulation Studio comprendente tutti i componenti di impianto come mostrato in Figura 6.

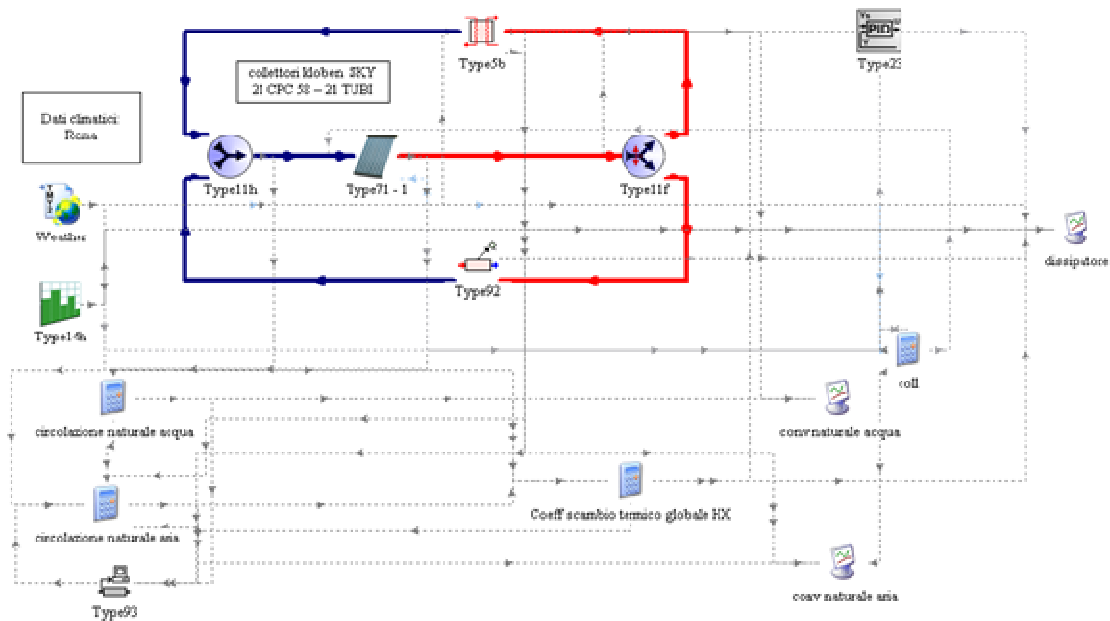


Figura 6: Progetto in TRNSYS per la simulazione del sistema di dissipazione del calore

In particolare per la simulazione dello scambiatore di calore si è fatto uso del type 5b ove è necessario dare in ingresso il coefficiente di scambio termico globale UA espresso in W/K (A è l'area di scambio termico).

Il modello di simulazione è di tipo monodimensionale ed è basato sul metodo ϵ NTU.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico globale si è fatto ricorso alle relazioni note dall'analisi dimensionale sulla convezione naturale di fluidi all'interno di condotti.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato aria, si è proceduto implementando le seguenti espressioni valide per il caso di convezione naturale in intercapedini d'aria piane verticali:

$$\overline{Nu}_\delta = \begin{cases} 0.18 \cdot Gr_\delta^{1/4} \left(\frac{L}{\delta} \right)^{-1/9} & \text{per } 2000 \leq Gr_\delta \leq 200000 \\ 0.065 \cdot Gr_\delta^{1/3} \left(\frac{L}{\delta} \right)^{-1/9} & \text{per } 200000 \leq Gr_\delta \leq 11 \cdot 10^6 \end{cases}$$

Dove Gr è il numero di Grashof dipendente da L è l'altezza dell'aletta nel senso verticale e δ è il passo tra le alette. Il numero di Grashof può essere calcolato con la seguente espressione valida per Grashof da 2000 a 200000:

$$Gr = \frac{\delta^3 \rho^2 \beta g (T_{aletta} - T_{aria})}{\mu^2}$$

dove ρ è la densità dell'aria espressa in $[\text{kg/m}^3]$, β è la dilatazione termica espressa in $[1/\text{K}]$, μ è la viscosità dinamica $[\text{kg}/(\text{m s})]$ e g è l'accelerazione di gravità espressa in $[\text{m/s}^2]$.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato acqua si fatto similmente ricorso alle relazioni di analisi sulla convezione di fluidi all'interno di condotti circolari.

Il coefficiente di scambio termico globale può essere calcolato quindi con buona approssimazione con la nota relazione seguente ove si è trascurata la resistenza termica conduttiva attraverso il tubo:

$$U = 1 / [(1 / h_{aria}) + (1 / h_{acqua})] \text{ in } [W/m^2 K^{-1}]$$

dove h_{aria} e h_{acqua} sono i coefficienti di scambio termico lato aria e lato acqua. Per il calcolo della portata di acqua che attraversa lo scambiatore si è implementata la relazione empirica nota sul calcolo della prevalenza sviluppata da un sistema solare in convezione naturale, nota la geometria e le altre condizioni al contorno (temperature ingresso e uscita dal collettore, altezza degli attacchi di ingresso e di uscita, ecc..).

$$\Delta P = (T_{out coll} - T_{in coll}) 0.5 g (0.0081 T_{media coll} + 0.039)$$

dove H_{tot} si calcola tramite la relazione seguente con riferimento ai simboli riportati in Figura 7

$$H_{tot} = h_F + h_E - h_B - ((h_F - h_C)^2) / (h_F - h_E)$$

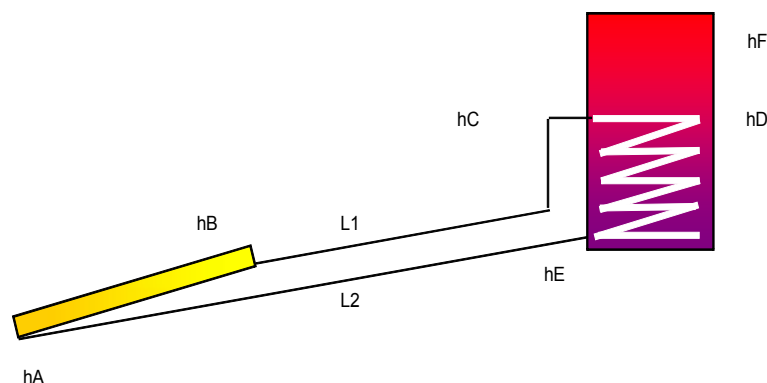


Figura 7: Schema di riferimento per il calcolo della prevalenza di un sistema solare in circolazione naturale

Il calcolo delle perdite di carico nelle tubazioni di collegamento è stato effettuato sulla base delle note relazioni sull'attrito dovuto al moto laminare dei fluidi all'interno dei condotti.

Per ciò che riguarda la valvola termostatica, il collettore solare e lo scambiatore si è fatto riferimento ai valori forniti dai costruttori.

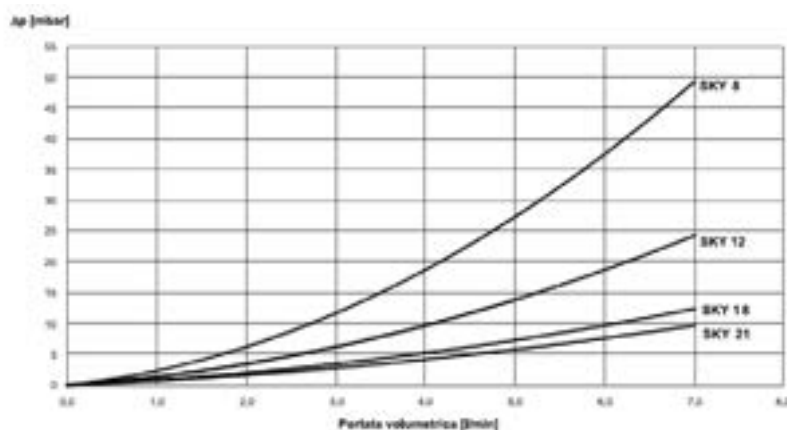


Figura 8: Perdite di carico collettori – modello utilizzato SKY 21

La prevalenza sviluppata dall'effetto termogravimetrico è stata poi eguagliata alla perdita di carico nel circuito collettori – tubazioni – scambiatore di calore al fine di calcolare la portata d'acqua circolante.

Nel grafico successivo sono riassunti i risultati delle indagini fatte per il dimensionamento del circuito lato acqua.

In particolare il grafico mostra la portata d'acqua circolante e il salto di temperatura nello scambiatore al variare dell'altezza di posizionamento e del diametro delle tubazioni di collegamento tra scambiatore e collettori solari. I calcoli sono stati svolti fissando la potenza scambiata a 2 kW e con una temperatura di ingresso al collettore di 94°C.

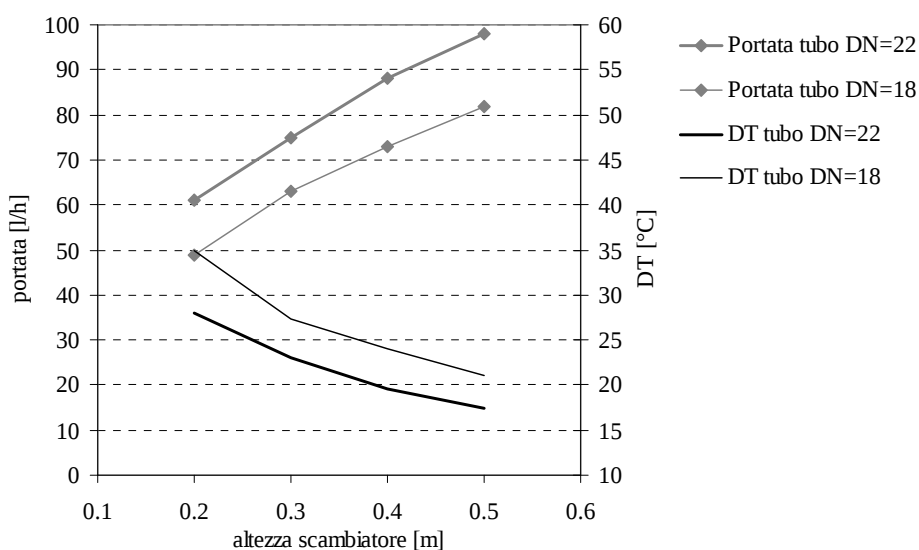


Figura 9: Andamento della portata d'acqua circolante e del salto di temperatura nello scambiatore al variare dell'altezza di posizionamento e del diametro delle tubazioni di collegamento

Come si vede, all'aumentare del diametro delle tubazioni di collegamento e dell'altezza dello scambiatore, misurata rispetto agli attacchi del collettore solare, si ottiene un aumento della portata d'acqua circolante e di conseguenza una diminuzione del salto termico.

Il dimensionamento finale del sistema è ricaduto su un'altezza dello scambiatore di 0.4 m e su un diametro delle tubazioni in rame DN 22 per il quale è valida la seguente distribuzione delle perdite di carico.

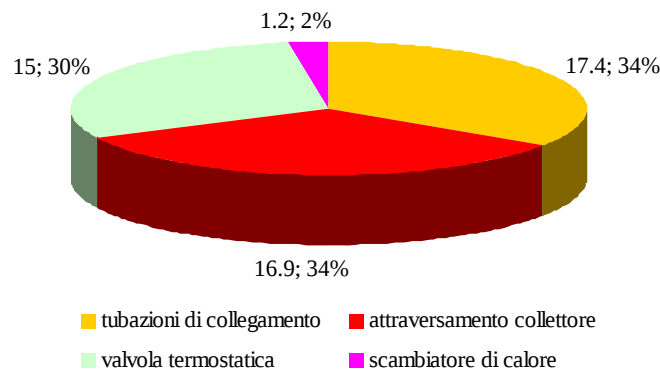


Figura 10: Distribuzione delle perdite di carico [Pa] per la configurazione proposta

Per il calcolo della portata di aria che attraversa lo scambiatore si è implementata invece la relazione nota sul calcolo della prevalenza dovuta all'effetto termogravimetrico.

$$\Delta P = H g (\rho_{in} - \rho_{out})$$

Anche in questo caso, la prevalenza è stata poi eguagliata alla perdita di carico dell'aria dovuta all'attraversamento dello scambiatore di calore al fine di calcolare la portata d'aria innescata dall'effetto termogravimetrico.

Le perdite di carico sono state fornite dal costruttore dello scambiatore di calore.

Risultati delle simulazioni svolte in TRNSYS per la configurazione scelta

Tutte le relazioni precedenti sono state implementate nel progetto di TRNSYS per una simulazione dinamica del sistema al variare delle condizioni climatiche. Per la simulazione del carico termico dell'impianto solare si è usato invece il Type 92 attraverso il quale può essere assegnato un profilo di carico qualsivoglia. Il file climatico scelto è quello della libreria di TRNSYS per la località di Roma Fiumicino.

Grazie alle simulazioni svolte è stato possibile dimensionare la superficie di scambio della batteria alettata, ottimizzare il passo e l'altezza delle alette, e determinare il posizionamento della batteria rispetto al collettore solare.

Il primo test che si è fatto è stato relativo ad un funzionamento in stagnazione del collettore solare. La Figura 11 riporta l'andamento delle temperature di ingresso e uscita dal collettore solare in assenza di circolazione dell'acqua e in assenza del dissipatore per la prima settimana del mese di Luglio. Come si può notare, le temperature di ingresso e uscita dal collettore sono al di sopra di 150°C.

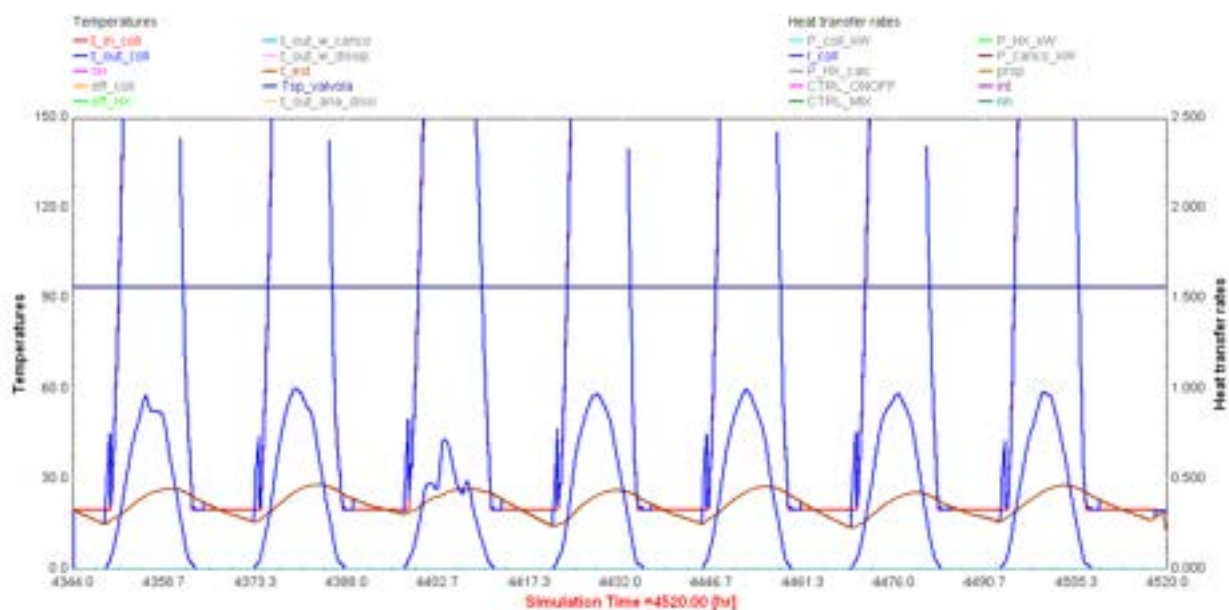


Figura 11: Temperature di ingresso e uscita dal collettore in assenza di circolazione dell'acqua e in assenza del dissipatore

Successivamente, si è operato introducendo il dissipatore nel circuito nella configurazione descritta al paragrafo precedente, mantenendo sempre aperta la porta C della valvola termostatica. Nel caso in esame il carico dell'impianto solare è stato comunque posto a zero.

L'andamento delle temperature al collettore è riportato in questo caso in Figura 12. Si noti come la potenza termica scambiata con l'aria esterna nel dissipatore (in verde) raggiunga circa 2 kW in condizioni di irraggiamento di circa 1000 W/m² e che la temperatura dell'acqua in uscita dai collettori sia sempre al di sotto del set point di 94°C.

Infine, mantenendo le altre condizioni invariate, si è svolta la simulazione impostando la valvola termostatica in funzionamento normale ovvero con apertura dell'otturatore proporzionale alla

differenza di temperatura tra il valore rilevato dalla sonda e quello di set point. In questo caso la temperatura dell'acqua in uscita dal collettore si mantiene più prossima a quella di set point come mostrato in Figura 13.

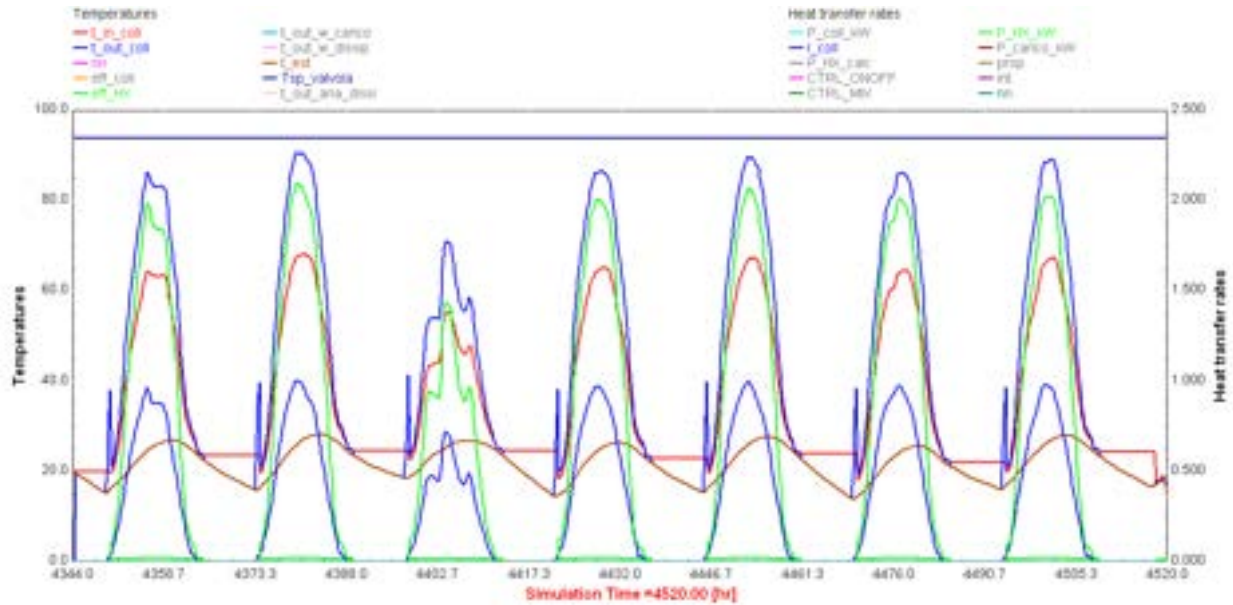


Figura 12: Temperatura di ingresso (rosso) e uscita (blu) dal collettore e potenza termica scambiata con l'aria esterna (verde) con il dissipatore in funzione con la porta C della valvola termostatica sempre aperta

Si noti come anche in questo caso la potenza scambiata si mantenga attorno a 2 kW.

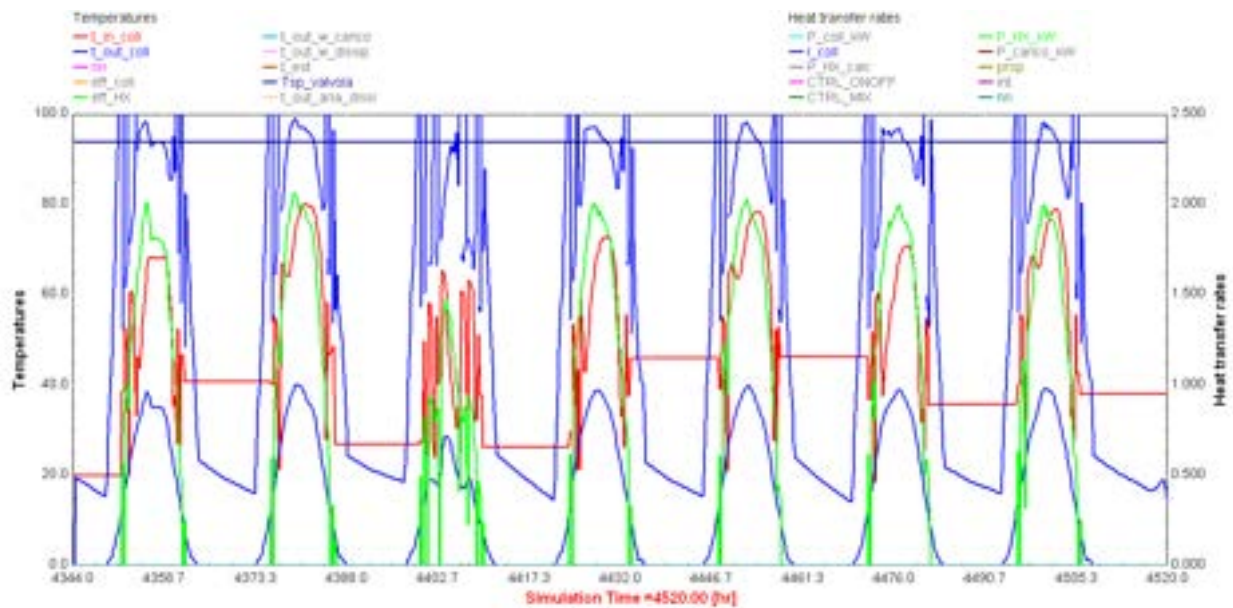


Figura 13: Temperature di ingresso (rosso) e uscita (blu) dal collettore e potenza termica scambiata con l'aria esterna (verde) con il dissipatore in funzione e la valvola termostatica in normale funzionamento

In Figura 14 è mostrato l'andamento della portata dell'acqua (in l/h) e della prevalenza (in Pa) sviluppata per effetto termo gravimetrico. Come si può notare entrambe le grandezze risultano in questo caso molto variabili nel tempo essendo.

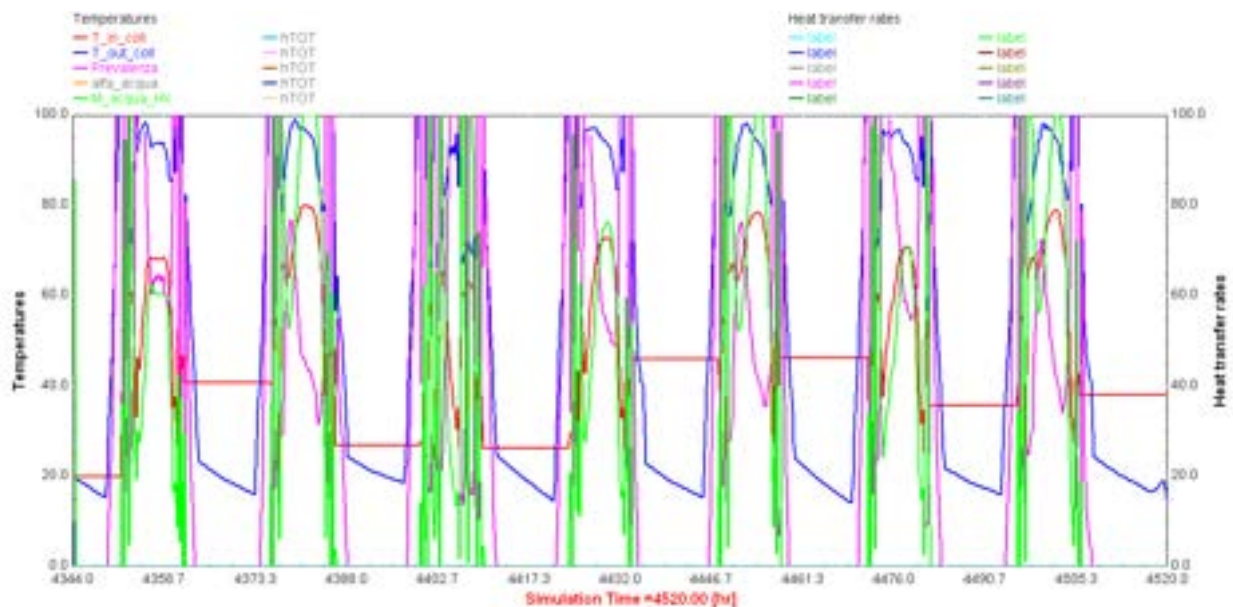


Figura 14: Temperature di ingresso (rosso) e uscita (blu) dal collettore, portata dell'acqua (verde) e prevalenza sviluppata per effetto termogravimetrico (lilla) con il dissipatore in funzione e la valvola termostatica in normale funzionamento

In Figura 15 sono riportati l'andamento del coefficiente di scambio termico globale e della prevalenza sviluppata per effetto termo gravimetrico. Si noti come quest'ultima si mantenga sempre al disotto di un Pascal.

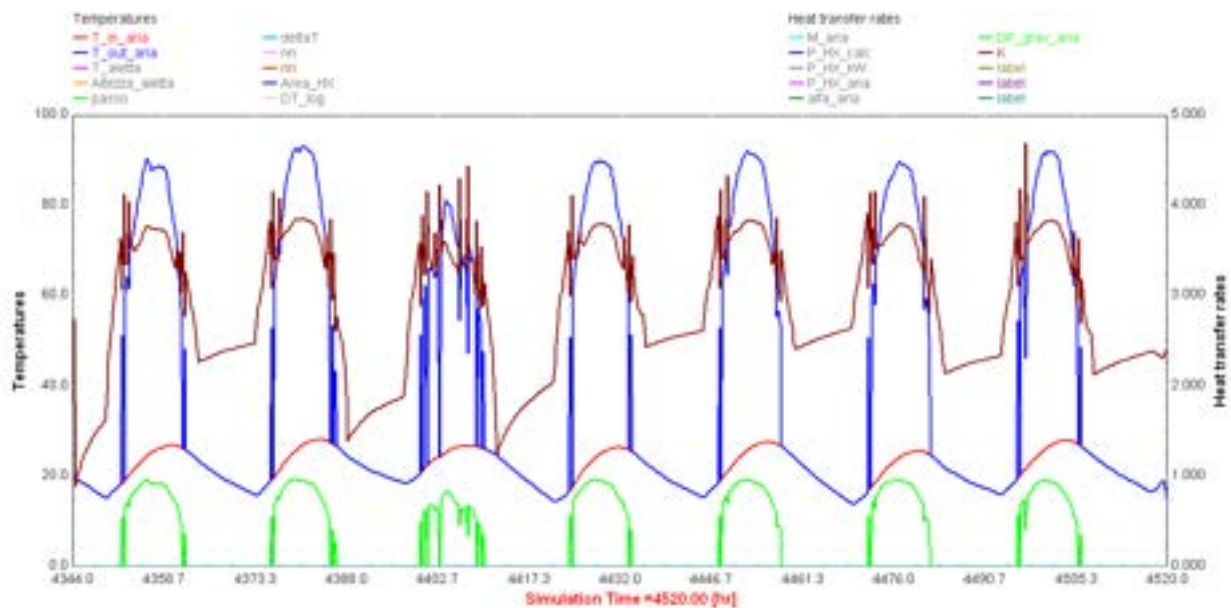


Figura 15: Temperature dell'aria in ingresso (rosso) e uscita (blu) dallo scambiatore, prevalenza sviluppata per effetto termogravimetrico (verde) e coefficiente di scambio termico globale K (marrone) con il dissipatore in funzione e la valvola termostatica in normale funzionamento

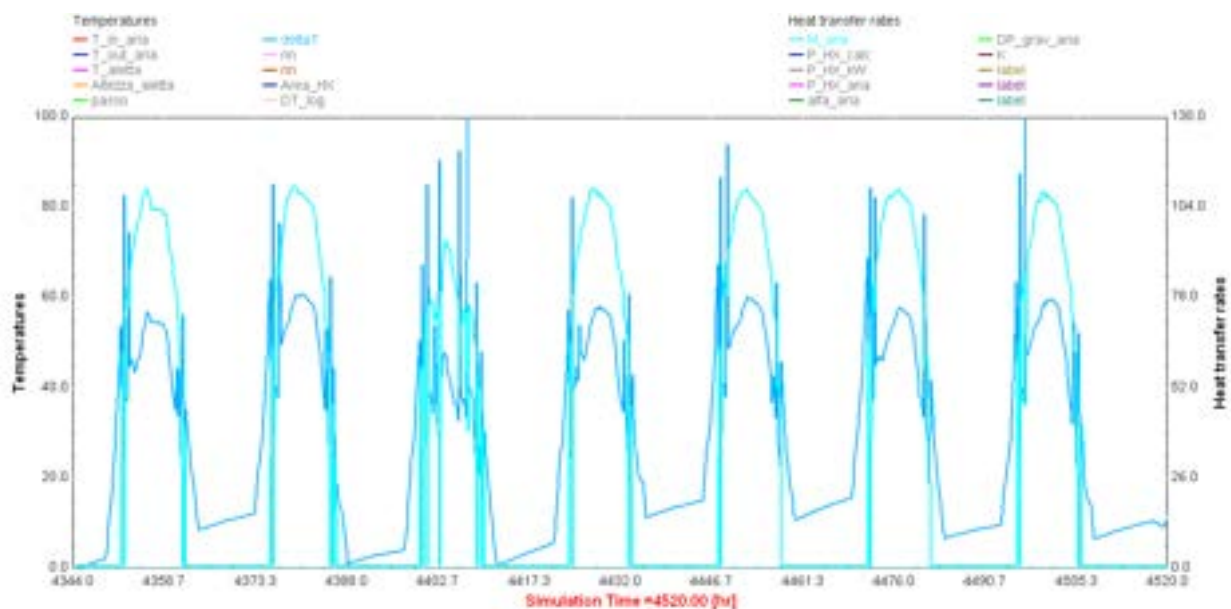


Figura 16: A destra, portata d'aria dovuta all'effetto termogravimetrico (celeste); a sinistra salto di temperatura con il dissipatore in funzione e la valvola termostatica in normale funzionamento

In Figura 16 si noti come la portata d'aria raggiunga nelle ore di massimo irraggiamento il valore di circa 100 kg/h corrispondente a circa 85 m³/h.

Risultati delle simulazioni svolte in TRNSYS per la configurazione con ventilatori solari

Al fine di incrementare la portata d'aria nello scambiatore è pensabile di aggiungere al sistema dei ventilatori solari direttamente alimentati da celle fotovoltaiche montate a bordo degli stessi.

Questa soluzione offre il vantaggio della possibilità di ridurre la superficie di scambio dello scambiatore. A titolo di esempio in Figura 17 è mostrato un modello di ventilatore di questa tipologia.



Figura 17: Esempio di ventilatore solare

Ipotizzando di installare due ventilatori di questa tipologia, ognuno con portata d'aria di 130 m³/h alla prevalenza richiesta, si ottengono i seguenti risultati.

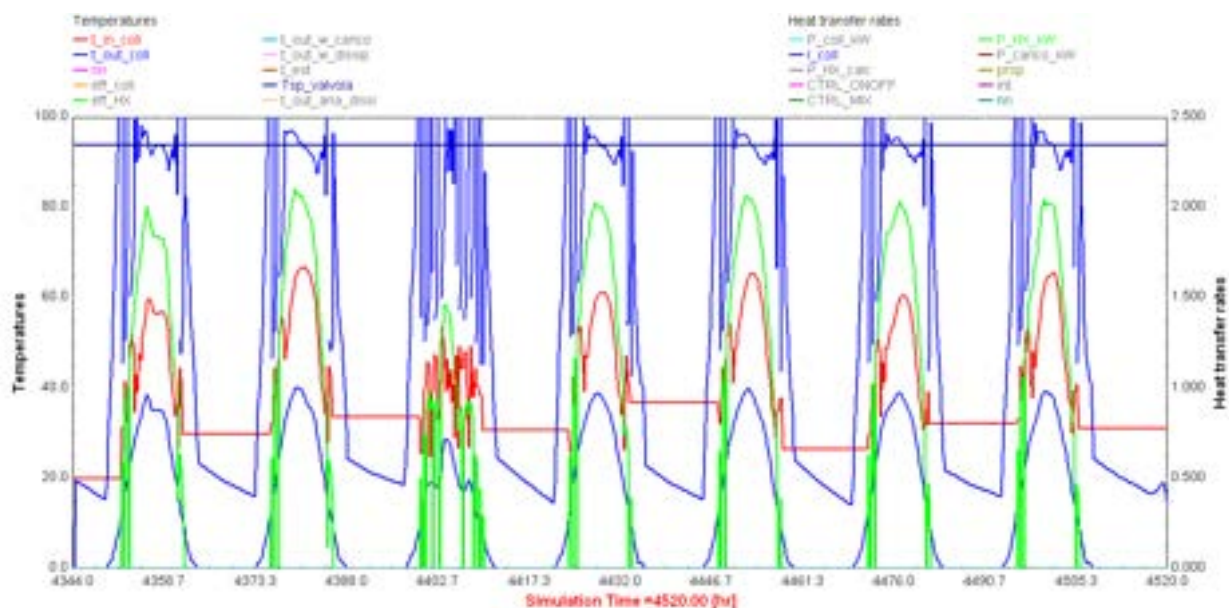


Figura 18: Temperature di ingresso (rosso) e uscita (blu) dal collettore, portata dell'acqua (verde) e prevalenza sviluppata per effetto termogravimetrico (lilla) con il dissipatore in funzione, la valvola termostatica in normale funzionamento e la presenza di due ventilatori solari

In tal caso la superficie di scambio può essere dimezzata ottenendo ancora un efficace scambio termico con l'aria esterna. Nel calcolo della portata d'aria si è ipotizzata una sovrapposizione della circolazione per effetto termogravimetrico e di quella dovuta alla presenza dei ventilatori.

Questa soluzione risulta altresì interessante per una riduzione del costo globale del sistema di smaltimento. L'extracosto dovuto all'installazione dei ventilatori è infatti probabilmente inferiore al risparmio ottenuto grazie alla riduzione della taglia della batteria alettata.

Note per l'installazione del prototipo

Nel dimensionamento dello scambiatore si è scelto di non eccedere nella distanza tra lo scambiatore e il collettore per limitare l'impatto visivo dell'intero sistema. Un incremento di questa distanza comporta in ogni caso un miglioramento della circolazione dell'acqua.

Per ciò che concerne la circolazione dell'aria in convezione naturale, si è deciso di inserire un plenum in ingresso allo scambiatore per aumentare la differenza di altezza tra l'aria fredda in ingresso e quella calda in uscita, agevolando così la circolazione dell'aria. L'effetto termogravimetrico aumenta infatti linearmente con la distanza tra il punto di ingresso e quello di uscita dell'aria.

Le tubazioni di collegamento tra il collettore e lo scambiatore hanno una lunghezza complessiva di circa 2.5 m e sono state scelte in rame con diametro DN 22. Si raccomanda di installare il

collettore e le tubazioni in modo da evitare ogni possibile contropendenza e in modo anzi di agevolare il fluire dell'acqua nel ramo di mandata dal basso verso l'alto e dall'alto verso il basso in quello di ritorno così come riportato in Figura 4.

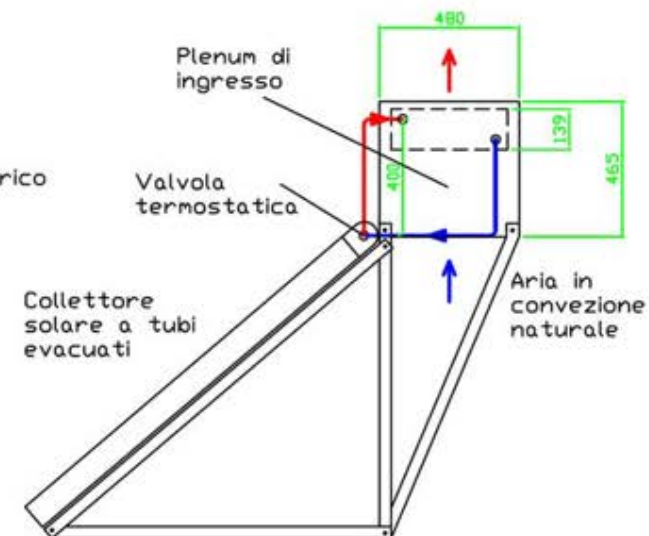
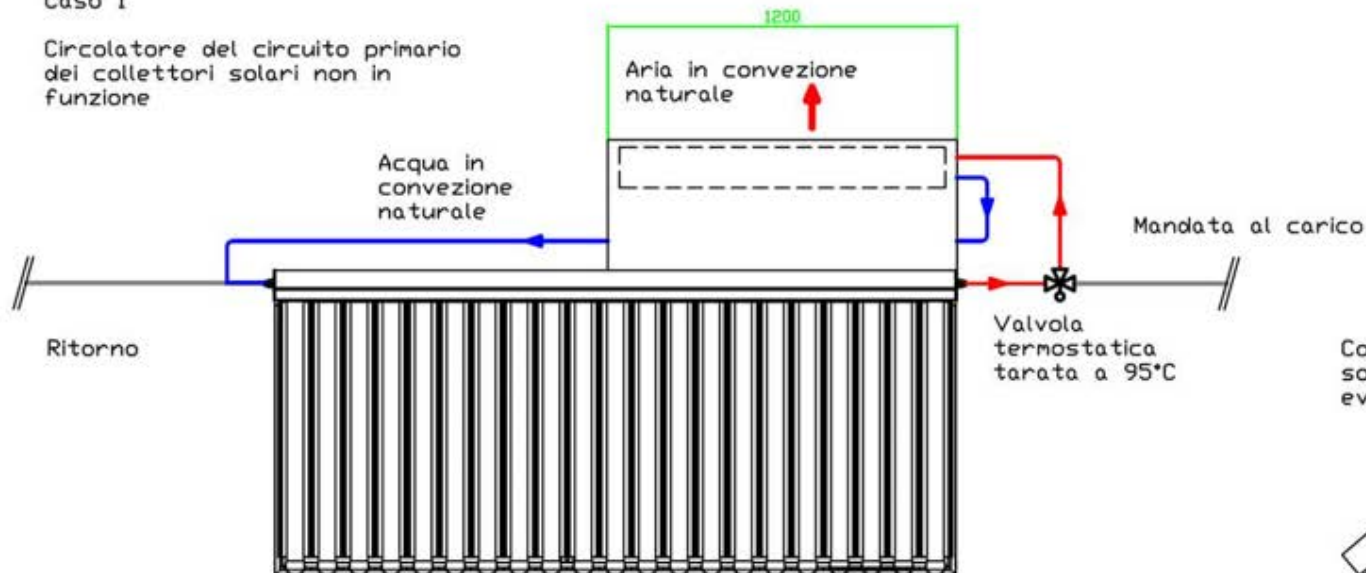
Per ciò che concerne il monitoraggio del sistema, al fine di mantenere basse le perdite di carico lato acqua, si suggerisce l'installazione di misuratori di portata di tipo ad ultrasuoni.

Ringraziamenti

Si ringrazia la Ditta Thermomat ed in particolare l'Ing. Claudio Vecchi per la intensa e fruttuosa collaborazione mostrata nel progetto.

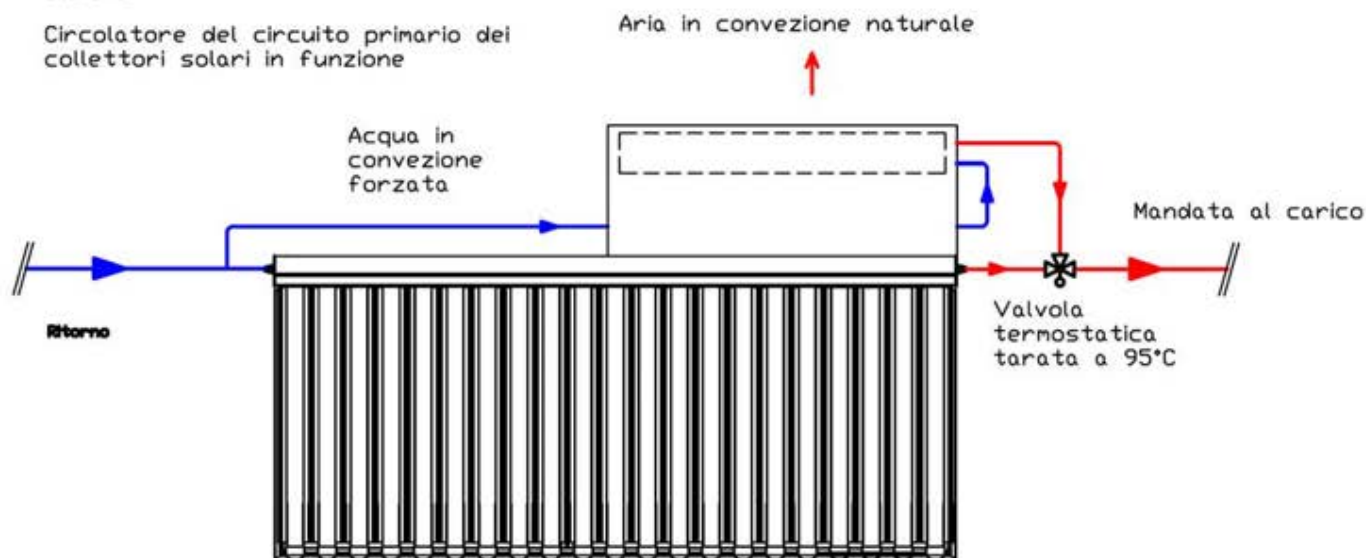
Caso 1

Circolatore del circuito primario dei collettori solari non in funzione



Caso 2

Circolatore del circuito primario dei collettori solari in funzione



 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PALERMO DIPARTIMENTO DELL'ENERGIA		
PROGETTO DI UN SISTEMA DI SMALTIMENTO DEL CALORE PER COLLETTORI SOLARI		
TAV.	1	
SCALA	A4	
Progetto redatto nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione tra ENEA e Università di Palermo, Dipartimento dell'Energia Accordo di Programma MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico Piano Annuale di Realizzazione 2011 Progetto 3.4 "Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia: Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva" Responsabile Tema: Nicolandrea Calabrese, ENEA Redatto da: Prof. Ing. Marco Beccali e Pietro Finocchiaro DATA: Settembre 2012		

B) Attività scientifiche legate alla partecipazione a Gruppi di lavoro IEA

B1) IEA TASK 42 "Compact Thermal Energy Storage: Material Development and System Integration" (Resp.Prof. Ing. Valerio Lo Brano)

La programmazione dei lavori della Task 42/24, iniziati nel febbraio del 2009 a Bad Tölz, Germania, è proseguita con:

- Second Expert Meeting September 23-25, 2009- Lleida, Spain
- Third Expert Meeting July 7-8, 2010 - Bordeaux, France
- Fourth Expert Meeting September 27-28, 2010 - Graz, Austria
- Fifth Expert Meeting February 20-21, 2011 - Belfast, Northern Ireland
- Sixth Expert Meeting September 20-22, 2011 - Minneapolis, Minnesota, USA
- Seventh Expert Meeting March 27-29, 2012 - Tokyo, Japan

Nel mese di settembre 2011, il gruppo di lavoro del Dipartimento dell'Energia costituito dal Prof. Ing. Valerio Lo Brano e dall'Ing. Giuseppina Ciulla, ha partecipato ai lavori del sesto expert meeting, tenutosi presso il campus dell'Università del Minnesota (USA).

In tale sede sono stati presentati gli ultimi avanzamenti della ricerca nel campo della modellazione del sistema PV-PCM alle differenze finite con l'approccio Crank-Nicolson.

Il gruppo di ricerca non ha partecipato fisicamente al settimo incontro tenutosi a Tokyo, Japan nel periodo 27-29 Marzo 2012 ma ha interagito ugualmente con i responsabili delle attività con mezzi elettronici.

Attività nell'ambito della WGB-Numerical Modelling Session

Durante la session "Numerical Modelling" del Meeting tenutosi a Minneapolis (Settembre 2011) è stato presentato il software sviluppato in ambiente VB.net in grado di risolvere l'equazione di bilancio termico alle differenze finite scritte secondo il metodo di Crank-Nicolson. I fondamenti teorici di tale metodo risolutivo sono stati già brevemente illustrati nella relazione precedentemente consegnata (Luglio 2010). Inoltre gli algoritmi predetti sono stati adattati per essere applicati a wafer di pareti multistrato utilizzate in ambito civile.

L'accuratezza di risoluzione del software è stata testata utilizzando la test facility presente presso il nostro Dipartimento. È stato inoltre sviluppato uno strumento informatico in grado di generare un Anno Tipo o Test Reference Year (TRY), ovvero un anno costituito da 12 mesi, in cui ogni mese è stato selezionato come rappresentativo di un lungo periodo di osservazione.

I risultati raggiunti sono stati oggetto di pubblicazione in tre lavori scientifici di rilievo internazionale.

Inoltre in vista della conclusione dei lavori della Task 42 il gruppo di lavoro sta partecipando alla redazione del report finale che sarà pubblicato a cura della IEA.

È prevista la partecipazione del gruppo di Ricerca del Dipartimento dell'Energia all'ottavo e conclusivo incontro che si terrà a Petten, Netherlands nel mese di Ottobre 2012.

Algoritmo per la generazione di un TRY

Il lavoro di ricerca ha previsto l'implementazione della procedura di calcolo per la creazione di un Anno Tipo o Test Reference Year (TRY) secondo la normativa vigente UNI EN ISO 15927-4 "Hygrothermal performance of buildings - Calculation and presentation of climatic data". In uno strumento informatico automatizzato che permette di ottenere dati orari utilizzando come parametri di selezione le caratteristiche climatiche considerate, cioè la temperatura assoluta, la radiazione solare e l'umidità relativa.

Il TRY è una serie di 8760 valori orari di alcune caratteristiche climatiche (temperatura, umidità relativa, radiazione solare, pressione atmosferica, velocità del vento, ecc.) selezionati da un set di almeno dieci anni di dati registrati in una data località. La selezione del TRY avviene su base mensile: in base a criteri statistici applicati alle variabili considerate più importanti, viene scelto il mese che risulta essere il più vicino all'andamento pluriennale (di Lungo Periodo) del mese stesso. In tal modo un Anno Tipo potrà essere formato, per esempio, dai dati orari del Gennaio 1996, Febbraio 2000, e così via. Questa metodologia permette quindi di usare una serie di dati reali, scelti come i più rappresentativi per una o più caratteristiche climatiche. Per la generazione dell'anno climatico medio si è deciso di sviluppare un algoritmo che permetta di ottenere dati orari utilizzando come parametri di selezione le caratteristiche climatiche considerate, cioè la temperatura assoluta, la radiazione solare e l'umidità relativa. La codifica software del suddetto algoritmo è stata oggetto di ulteriore convenzione.

Modello alle differenze finite di un wafer di pareti multistrato accoppiato a materiale a cambiamento di fase (PCM)

L'utilizzo di materiali innovativi che contengono componenti termicamente attivi costituirebbe un importante passo in avanti per il raggiungimento di significativi risparmi energetici in ambito residenziale. Negli ultimi 40 anni, i PCM come sono stati testati all'interno degli edifici e diversi studi hanno dimostrato che il loro utilizzo contribuisce a migliorare il rendimento energetico dell'edificio. L'uso di PCM come dispositivo di accumulo è giustificato dal loro calore latente di fusione relativamente alto; durante la fase di fusione e/o di solidificazione, un PCM è in grado di accumulare o rilasciare una grande quantità di energia. Uno strato di PCM all'interno di una parete esterna mitiga le temperature durante il giorno e rilascia calore durante la notte, diminuendo in tal modo le esigenze termiche normalmente sostenute dagli impianti

È stato messo a punto un algoritmo basato sulle equazioni del calore di Fourier che risolve il problema di trasferimento di calore in strutture multistrato che includono uno strato che può cambiare fase. Il set di equazioni risolutive hanno condotto alla definizione di un algoritmo preciso, veloce e facile da codificare in qualsiasi linguaggio di programmazione.

Equazioni di bilancio termico per nodi superficiali ed interni

Presupponendo un generico flusso esterno q , ed un regime di temperature crescenti nel tempo $T_0^{p+1} - T_0^p > 0$ la forma discretizzata del bilancio termico sarà:

$$\rho_i c_i A \frac{\Delta x}{2} (T_0^{p+1} - T_0^p) = h A (T_\infty^p - T_0^p) + 2 \frac{\lambda_i A}{\Delta x} (T_1^p - T_0^p) + q_0^p A ,$$

dove ρ è la densità, c è il calore specifico, A è l'area, Δx è lo spessore del dominio, T_0^{p+1} la temperatura all'istante presente, T_0^p è la temperatura all'istante successivo, h è il coefficiente di scambio termico convettivo, T_∞^p è la temperatura dell'aria, λ è la conducibilità, T_1^p è la temperatura superficiale q_0^p un generico flusso esterno, $T_{i>1}^p$ è la temperatura di un generico nodo interno.

Utilizzando la notazione entalpica per un nodo superficiale si ottiene:

$$h_0^{p+1} = h_0^p + 2 \frac{h \Delta t}{\rho_i \Delta x} (T_\infty^p - T_0^p) + 4 \frac{\lambda_i \Delta t}{\rho_i \Delta x^2} (T_1^p - T_0^p) + 2 \frac{q_0^p \Delta t}{\rho_i \Delta x} - L (f_0^{p+1} - f_0^p)$$

Per nodo interno invece la equazione risolutiva risulta:

$$h_i^{p+1} = h_i^p + \frac{\lambda_i \Delta t}{\rho_i \Delta x^2} (T_{i-1}^p - 2T_i^p + T_{i+1}^p) + \frac{q_i^p \Delta t}{\rho_i \Delta x} - L(f_i^{p+1} - f_i^p)$$

Le equazioni risolutive, esplicitate per tutte le condizioni possibili (relazione luglio 2010), hanno permesso di sviluppare l'algoritmo per il calcolo automatico in un software. Per semplificare la descrizione della procedura di calcolo, le equazioni utilizzate per ogni passo temporale sono state riscritte nella seguente forma generale:

$$AT_{n-1}^p + BT_n^{p+1} + DT_{n+1}^p = C$$

Per ottenere una soluzione stabile e convergente con l'algoritmo vengono eseguiti i seguenti passi:

1. Vengono calcolati i coefficienti A, B, C, D per ogni nodo. Relativamente ai nodi di PCM, tali coefficienti vengono calcolati sulla base dei valori di densità e calore specifico valutati al passo temporale precedente.
2. Vengono calcolate le temperature nodali T_i in modo iterativo (mediante il metodo di Gauss-Seidel).
3. Soltanto per i nodi di PCM, viene calcolato lo stato in cui si trovano gli elementi che fanno capo a tali nodi. I possibili stati sono: solido, liquido, inizio fusione, cambiamento di fase, fine fusione, inizio solidificazione, fine solidificazione. Una volta calcolato lo stato, si effettua un controllo sulle temperature per verificare che siano state utilizzate le formule corrette.
4. Si distinguono due casi a seconda che la temperatura stia crescendo o meno.
5. Dunque, una volta eseguito il controllo dello stato per tutti i nodi di PCM se si sono verificati cambiamenti dello stato vengono ricalcolate le temperature di tutti i nodi.
6. Avendo calcolato correttamente le temperature, si procede al calcolo della frazione di liquido per i nodi di PCM. Nel caso in cui il cambiamento di fase finisca nel time step corrente, bisogna ripristinare nuovamente i coefficienti delle equazioni in quanto la temperatura adesso ricomincia a crescere (o a decrescere). Di conseguenza, bisogna ricalcolare le temperature.
7. Al fine di comprendere meglio la procedura di calcolo nella figura seguente è mostrato il diagramma di flusso che descrive sommariamente le istruzioni eseguite dal software. In pratica, dopo l'avvio del programma (in cui vengono caricati i dati meteo e creata la mesh) vengono eseguite una serie di istruzioni per ogni time step Δt (di ampiezza pari a 0,1 s).

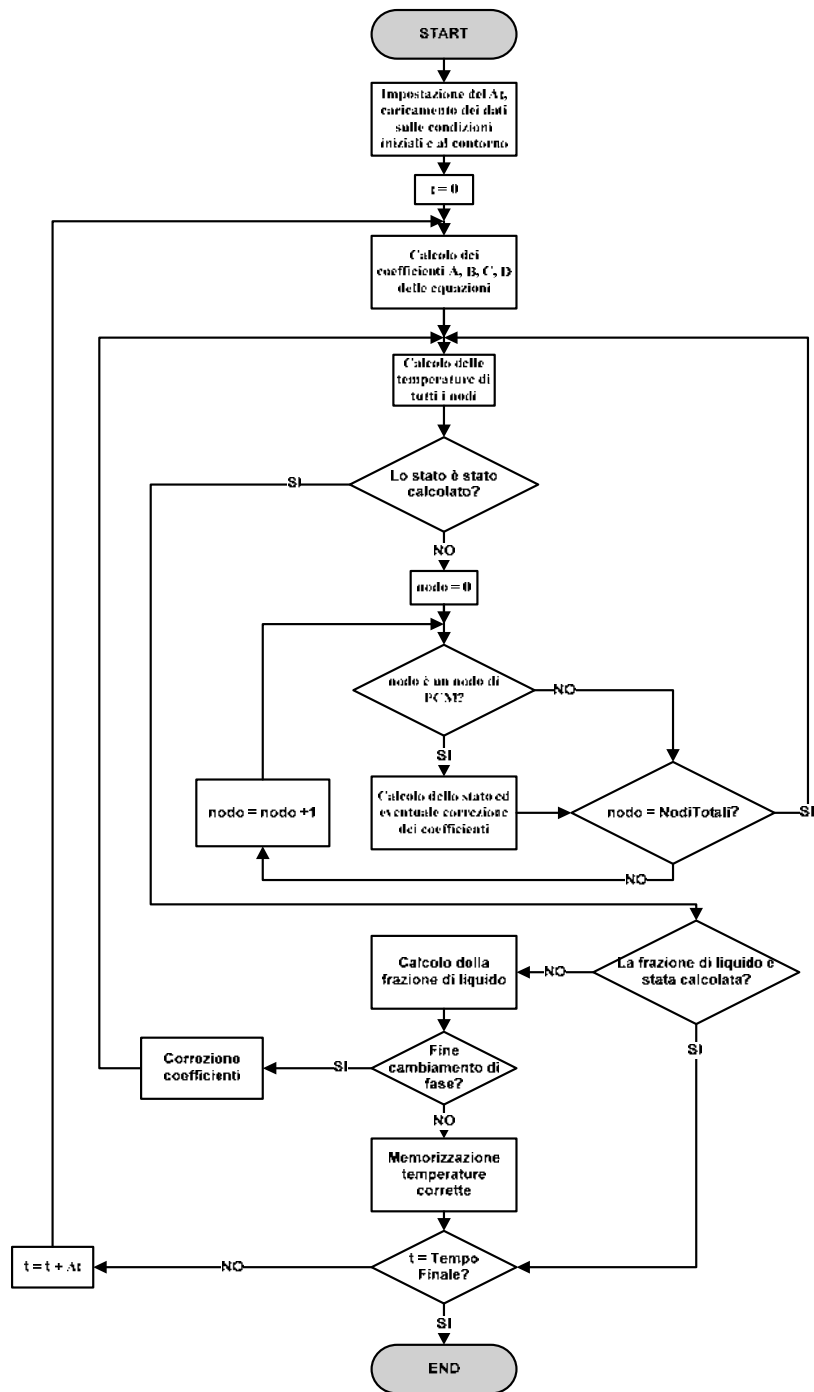


Figura 19: Diagramma di flusso del metodo

B2) IEA Task 44 - Annex 38 “Solar and Heat Pump Systems

Le attività del TASK 44-Annex 38 sono prevalentemente indirizzate alle seguenti tipologie impiantistiche:

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

Esso è diviso in quattro Subtask:

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

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

Inoltre il DE è stato invitato a presentare il proprio lavoro al workshop “Key Technologies for Future Energy Systems” - Solar Heating and Cooling and Energy Storage (8 Novembre, 2011, Rosenheim, Germany) riguardante le attività dei task operanti nei programmi IEA Energy Conservation through Energy Storage (ECES) e Solar Heating and Cooling.

Il gruppo di ricerca, stabilito presso il Dipartimento dell'Energia dell'Università di Palermo, ha collaborato ai subtask B e C. Lo stato delle attività di questi subtask è descritto nel seguito.

SUBTASK B - Valutazione delle prestazioni

L'obiettivo del subtask è raggiungere una definizione comune di ciò che dovrebbe essere il metodo di descrizione delle prestazioni del sistema pompa di calore + collettori solari. Il lavoro sinora

svolto ha condotto ad una definizione di tipo pre-normativo prevalentemente sulla descrizione delle prestazioni dei sistemi combinati.

Il Dipartimento dell'Energia ha messo a disposizione il proprio know-how in merito alla definizione di procedure di monitoraggio e standardizzazione degli indicatori di prestazione (sviluppato nell'ambito del recente TASK 38) e alla esecuzione di misure su impianti solari e di produzione di caldo e freddo da macchine alimentate da sorgenti termiche a bassa entalpia. Come detto, i lavori svolti nel periodo in oggetto si sono prevalentemente incentrati sulla definizione degli indicatori, mentre la definizione di procedure di test è ancora in fase di elaborazione in quanto conseguente alla prima fase.

In merito alla prima parte delle attività previste nel subtask B si è constatato che è necessario fornire delle definizioni univoche e condivise degli indicatori di prestazione per:

1. I componenti, ai fini di valutare i risultati di test e di utilizzarli anche per la valutazione complessiva dei sistemi
2. L'intero sistema e i suoi sottosistemi, per l'analisi e l'ottimizzazione degli stessi e per il confronto di impianti Solari Termici + Pompe di Calore (ST+HP) con altri convenzionali
3. L'intero sistema, per il confronto di impianti (ST+HP) con altri impianti (anche simili) in termini di efficienza energetica, consumi di energia primaria, emissioni, etc.)

Questa necessità è quindi emersa per diversi livelli di analisi, in relazione anche a diversi confini del sistema e modalità di funzionamento. Inoltre tale schematizzazione è valida non solo per impianti solari e pompe di calore ma per tutti gli impianti di riscaldamento e raffrescamento.

I partecipanti hanno quindi eseguito una analisi sistematica dei principali indicatori e delle loro attuali definizioni negli standard tecnici. La Figura 20e la Tabella 3 ne schematizzano il risultato.

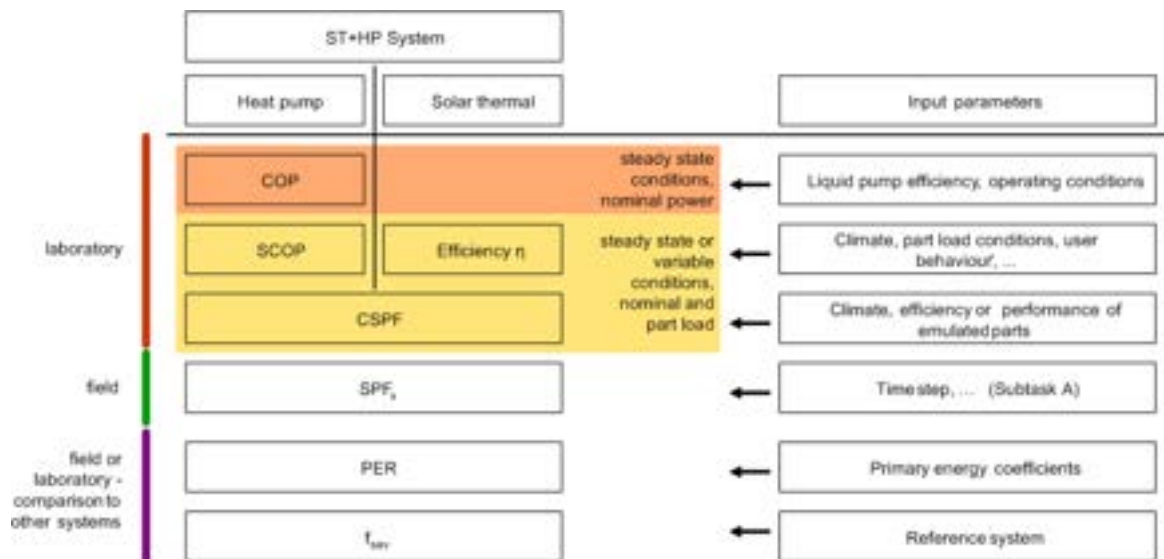


Figura 20: Quadro riassuntivo dei principali indicatori di prestazione di sistemi con pompa di calore eliasistita

Tabella 3: Quadro riassuntivo dei principali indicatori di prestazione di sistemi con pompa di calore eliasistita definiti in normative e linee guida internazionali

Standard	PF	Definition
EN 14511	COP	The COP is defined as the ration of the heating output of the heat pump unit divided by the effective energy input to the unit for a steady state operating condition. Energy inputs and outputs are corrected by the pumping energy needed to overcome the pressure lossess on the heat exchangers inside the unit.
	EER	Same definition like the COP, used for cooling applications (useful energy is cooling).
EN 15879-1	COP EER	Uses same definitions as EN 14511, applied on direct expansion heat pumps.
AHRI 320/325/330	COP	A ratio of the heating capacity, excluding supplementary resistance heat, to the power input for steady state operating conditions.
	EER	Same definition like the COP, used for cooling applications (useful energy is cooling).
JRA 4050	COP	???
ISO 13256-1	COP	Ratio of the net heating capacity to the effective power input of the equipment at steady state operating conditions. The power inputs and outputs are corrected in the same way as in EN 14511
	EER	Same definition like the COP, used for cooling applications (useful energy is cooling).
prEN 14825	SCOP	Ratio of the overal heating energy delivered over a one year time period to the total energy input to the system. It is a calculatory value obtained under certain assumptions regarding the heating load, climate, controls etc. The basis for the calculation are unit tests, e.g. according to EN 14511.
	SEER	Same as SCOP, but for cooling applications.
ASHRAE 116	HSPF	Ratio of the total heat delivered over the heating season (not exceeding 12 months) to the total energy input over the heating season. It is a calculatory value obtained under certain assumptions regarding the heating load, climate, controls etc. The basis for the calculation are unit tests.
	SEER	Ratio of the total heat removed during the normal period of usage for cooling (not exceeding 12 months) to the total energy input during the same period. Obtained same as the HSPF.
VDI 4650-2	SPF (β)	The ratio of the useful heat released in the course of one year over the electrical energy used to drive the compressor and the auxiliary drives. It is a calculatory figure based on the test results from EN14511. It does not take into account electricity consumption for e.g. ground water pump, heat pump off-mode etc.
EN 15316-4-2	SPF	The ratio of the overal energy output to the overal energy input (final energy) of the heat pump system for heating and DHW.

Utilizzando la seguente nomenclatura, le definizioni dei principali indicatori che si è scelto di utilizzare sono riportate nel seguito

P power in W

$\dot{Q}$ thermal power in W

Q thermal energy in kWh

q specific thermal energy in kWh/m²

A area

E Energy in kWh

Subscripts

el	electrical
ST	solar thermal
SC	solar circuit
HP	heat pump
BU	back-up unit
DHW	domestic hot water
C	cold (change to LT – low temperature)
H	hot (change to HT (high temperature)
HS	heat source
FC	free cooling (2 nd part)
coll	collector
St	storage
Heat	heating
Cool	cooling (2 nd part)
sol	solar

Coefficiente di prestazione:

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{P}_{el,HP}}$$

Primary Energy Ratio

Per impianti che utilizzano solo energia elettrica:

$$PER = \frac{\int (\dot{Q}_{Heat} + \dot{Q}_{DHW}) \cdot dt}{\int \sum \frac{P_{el}}{\epsilon_{el}} \cdot dt}$$

Per impianti che utilizzano diverse sorgenti energetiche:

$$PER = \frac{\int (\dot{Q}_{Heat} + \dot{Q}_{DHW}) \cdot dt}{\int E_p \cdot dt}$$

Renewable Energy Ratio:

$$RER = \frac{\int (\dot{Q}_{Heat} + \dot{Q}_{DHW}) \cdot dt}{\int \sum P_{ren} \cdot dt}$$

L'energia rinnovabile può essere fornita al sistema direttamente (es. calore solare ad alta temperatura) o indirettamente (es. pompa di calore anche ad elettricità):

$$E_{ren} = \int \sum P_{ren} \cdot dt = E_{ren,direct} + E_{ren,indirect}$$

Direct heating solar fraction

$$f_{sol,dir} = \frac{\int \dot{Q}_{ST,H} \cdot dt}{\int (\dot{Q}_H + \dot{Q}_{DHW}) \cdot dt}$$

Solar fraction of the heat pump source

$$f_{sol,HP} = \frac{\int \dot{Q}_{ST,C} \cdot dt}{\int \dot{Q}_{HP,C} \cdot dt}$$

Per una migliore comprensione del comportamento del sistema, numerosi altri indici potrebbero essere definiti:

- Resa specifica della sorgente aria/terreno/acqua
- Rapporto fra area del collettore e Potenza termica della pompa di calore
- Rapporto fra area del collettore e carico di progetto dell'edificio
- Rapporto fra area del collettore e volume dell'accumulo

Tuttavia la valutazione delle prestazioni di un sistema e dei suoi sottosistemi si può riferire a diversi domini fisici funzionali.

Si è quindi elaborata una proposta di rappresentazione di un generico impianto a pompa di calore elioassistita, mostrata in Figura 21.

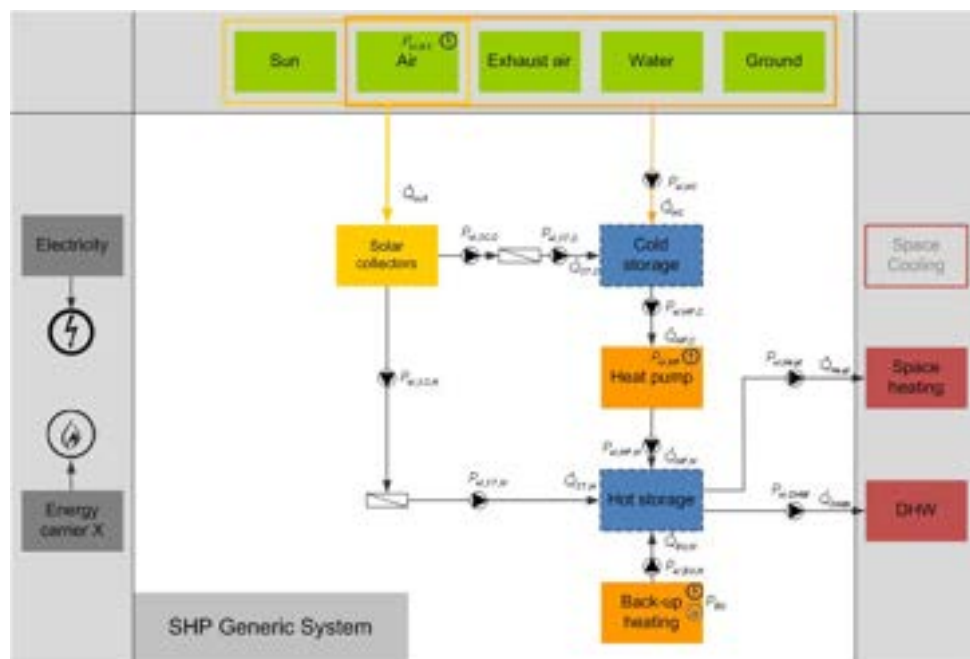


Figura 21: Sistema generico ST+HP per applicazioni di riscaldamento

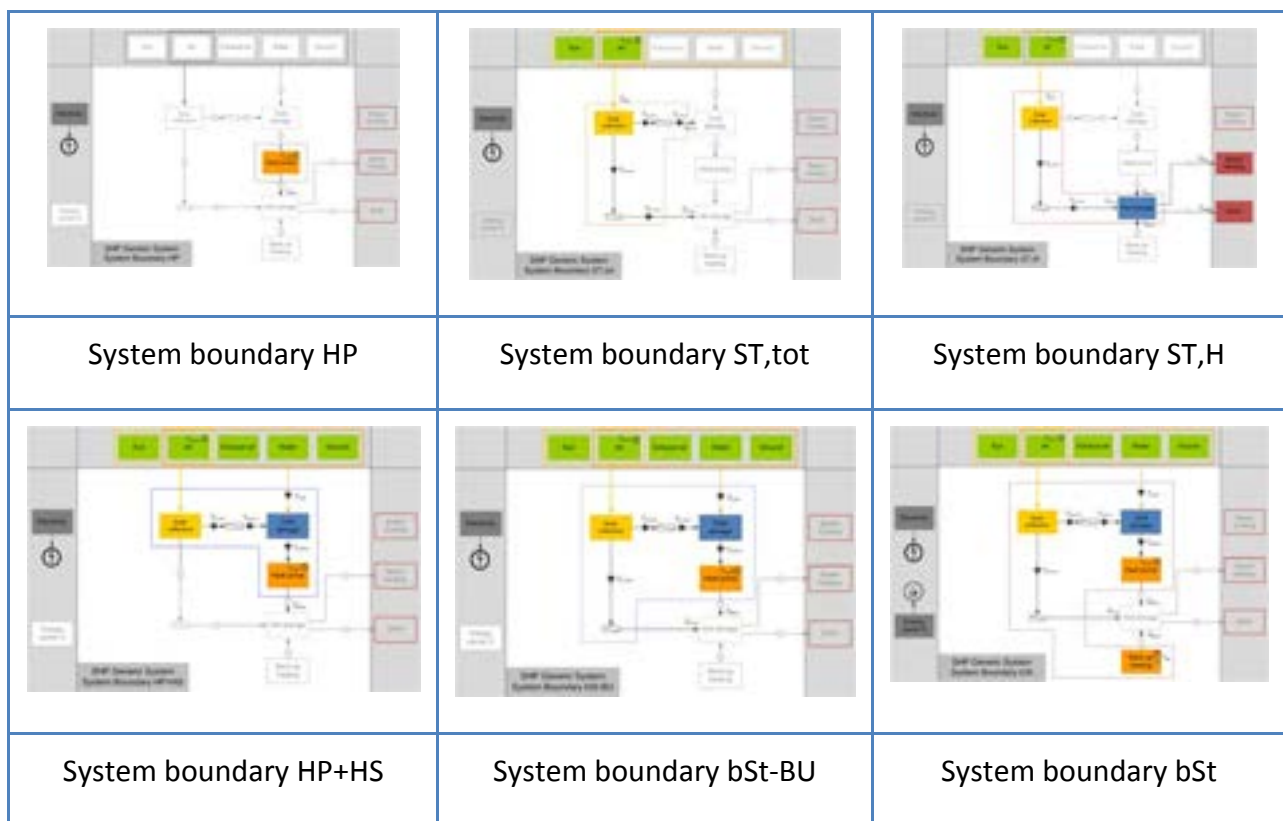
In questa rappresentazione si sono utilizzate le seguenti schematizzazioni:

- Le connessioni fra i componenti con il simbolo della pompa rappresentano flussi entalpici;

- I componenti rappresentati con contorno tratteggiato possono essere intesi come punti nodali se non sono parte di un particolare sistema o se sono possibili connessioni dirette (es. l'energia solare può essere accumulata o utilizzata direttamente nell'evaporatore della pompa di calore);
- Sebbene sia rappresentato come un component, l'accumulo termico può realisticamente considerarsi come un componente "non unitario". Ad esempio: un accumulo per il riscaldamento e uno per l'ACS. Ciò comporta che l'input energetico $P_{el,HP,H}$ può in realtà riferirsi a più di un consumatore;
- I simboli per l'energia elettrica e altri vettori energetici (es. gas, biomasse ecc) posti all'interno dei componenti indicano che l'energia consumata verrà presa in considerazione.

Considerando questo sistema generico si sono quindi definite numerosi contorni di analisi, sia per il sistema che per i sottosistemi considerati.

I diversi contorni del sistema che si sono codificati sono indicati schematicamente nella Figura 22.



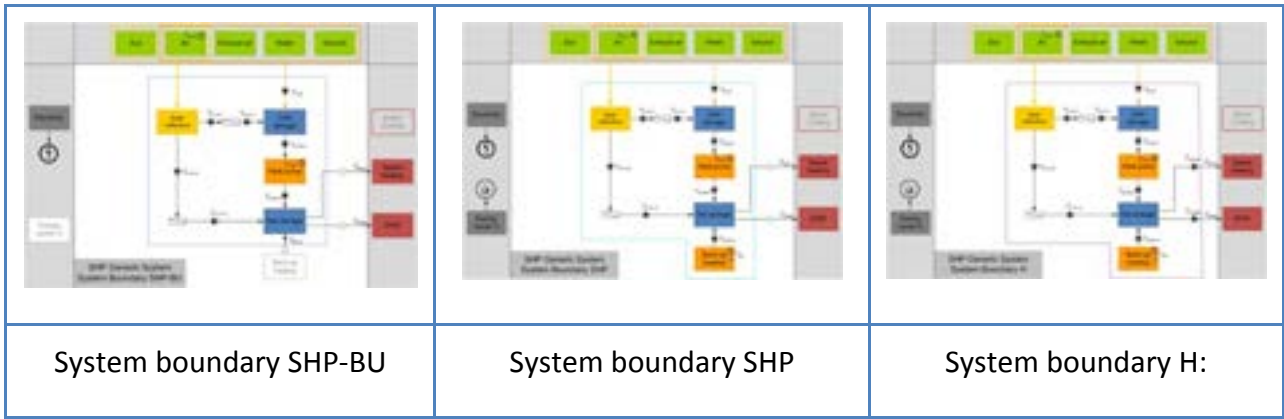


Figura 22: Definizione dei contorni del sistema

Per ogni indicatore si è data quindi una definizione coerente al confine del sistema analizzato. A titolo di esempio, nella tabella seguente sono indicati, per i diversi “System boundary”, le definizioni dell'indicatore SPF (Seasonal Performance Factor).

Tabella 4: Definizione dell'indicatore SPF per diversi contorni del sistema

System boundary	SPF(Seasonal Performance Factor)
HP	$SPF_{H,HP} = \frac{\int \dot{Q}_{HP,H} \cdot dt}{\int P_{el,HP} \cdot dt}$
ST,tot	$SPF_{H,ST,tot} = \frac{\int (\dot{Q}_{ST,H} + \dot{Q}_{ST,C}) \cdot dt}{\int (P_{el,AS} + P_{el,SC,C} + P_{el,SC,H} + P_{el,ST,C} + P_{el,ST,H}) \cdot dt}$
ST,H	$SPF_{H,ST,H} = \frac{\int (\dot{Q}_{Heat} + \dot{Q}_{DHW} - \dot{Q}_{BU,H} - \dot{Q}_{HP,H}) \cdot dt}{\int (P_{el,AS} + P_{el,SC,H} + P_{el,ST,H}) \cdot dt}$
HP+HS	$SPF_{H,HP+HS} = \frac{\int \dot{Q}_{HP,H} \cdot dt}{\int (P_{el,HP} + P_{el,AS} + P_{el,SC,C} + P_{el,ST,C} + P_{el,HP,C} + P_{el,HS}) \cdot dt}$
bSt-BU	$SPF_{H,bSt-BU} = \frac{\int (\dot{Q}_{HP,H} + \dot{Q}_{ST,H}) \cdot dt}{\int (P_{el,HP} + P_{el,AS} + P_{el,SC,C} + P_{el,SC,H} + P_{el,ST,C} + P_{el,HP,C} + P_{el,HS}) \cdot dt}$
bSt	$SPF_{H,bSt-BU} = \frac{\int (\dot{Q}_{HP,H} + \dot{Q}_{ST,H} + \dot{Q}_{BU,H}) \cdot dt}{\int (P_{el,HP} + P_{el,AS} + P_{el,SC,C} + P_{el,SC,H} + P_{el,ST,C} + P_{el,HP,C} + P_{el,HS} + P_{el,BU}) \cdot dt}$

SHP-BU	$SPF_{H,SHP-BU} = \frac{\int (\dot{Q}_{Heat} + \dot{Q}_{DHW} - \dot{Q}_{BU,H}) \cdot dt}{\int (P_{el,HP} + P_{el,AS} + P_{el,SC,C} + P_{el,SC,H} + P_{el,ST,C} + P_{el,HP,C} + P_{el,HS} + P_{el,ST,H} + P_{el,HP,H}) \cdot dt}$
SHP	$SPF_{H,SHP} = \frac{\int (\dot{Q}_{Heat} + \dot{Q}_{DHW}) \cdot dt}{\int (P_{el,HP} + P_{el,AS} + P_{el,SC,C} + P_{el,SC,H} + P_{el,ST,C} + P_{el,ST,H} + P_{el,HP,C} + P_{el,HP,H}) \cdot dt} +$ $+ \frac{\int (\dot{Q}_{Heat} + \dot{Q}_{DHW}) \cdot dt}{\int (P_{el,HS} + P_{el,BU,H} + P_{BU}) \cdot dt}$
H	$SPF_H = \frac{\int (\dot{Q}_{HP,H} + \dot{Q}_{DHW}) \cdot dt}{\int \sum P_{el} \cdot dt}$

In merito alla utilità di prove specifiche in laboratorio, nel meeting Povia de Varzim, del 2 -3-4 Maggio, 2012 si è confermato che i test debbano fornire buone informazioni sull'applicabilità pratica dei metodi sviluppati sia in termini di valutazione dei risultati secondo il sistema di indicatori/confini del sistema, sia in termini di definizione di una modalità comune di reporting. A tal proposito la discussione sul formato da adottare è ancora in corso.

Anche la discussione in merito alle procedure per lo svolgimento dei test è in corso, ed è previsto che sia finalizzata entro il prossimo meeting, nell'autunno 2012. Per questo motivo non sono state ancora prese in considerazione in modo unitario e condiviso, prove svolte nei diversi laboratori a disposizione dei gruppi di lavoro partecipanti.

Subtask C - Modellazione e simulazione

L'obiettivo del subtask è definire un insieme di software di riferimento. Si sono costituiti dei gruppi di lavoro sui componenti di impianto (modellazione di collettori, del terreno, del comportamento dinamico delle pompe di calore, degli accumuli, definizione delle condizioni al contorno, consistenza/indipendenza della piattaforma) allo scopo di selezionare i migliori modelli numerici. Al Dipartimento dell'Energia è stato assegnato il compito di operare un confronto fra il metodo BIN e quelli di un modello dinamici (es. TRNSYS).

Il confronto fra una soluzione tecnologica per la climatizzazione di un edificio mediante degli indicatori di prestazione (es. SPF) richiede l'applicazione di metodi di calcolo dettagliati e che

adottino condizioni al contorno realistiche. Questi però devono considerare alcune ipotesi che devono essere standardizzate, come ad esempio quelle che riguardano la descrizione del comportamento degli utenti. A livello europeo lo standard EN 15316-4-2:2008 named “Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-2: Space heating generation systems, heat pump systems” descrive un metodo, basato sull’approccio delle classi di temperature (noto come BIN METHOD ed esemplificato in Figura 23), dove, delle condizioni di funzionamento rappresentative sono ponderate con fattori individuali sulla base di valori di tempo ed energia. Questo approccio può essere esteso anche a sistemi HVAC ed eventualmente a impianti solari considerando la frazione calore di risparmiato (da un recuperatore di calore o dalla produzione di un impianto solare(S)) al carico termico per il riscaldamento o produzione di ACS (DHW) a carico della pompa di calore (HP).

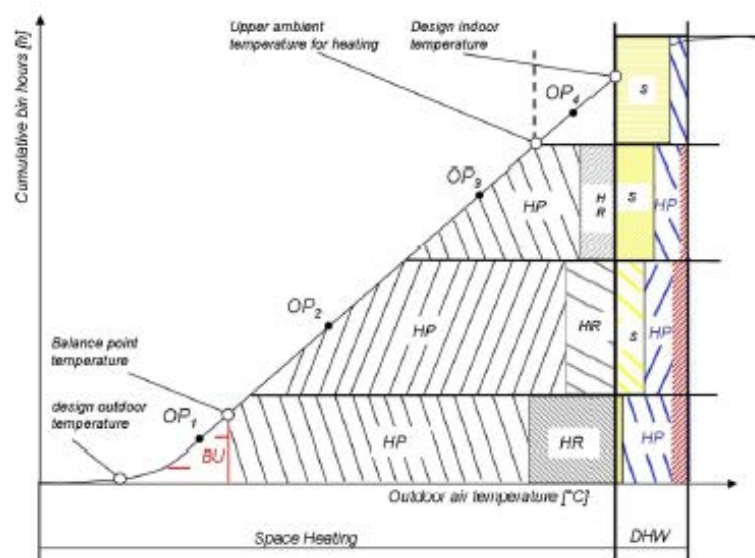


Figura 23: Logica del bin method per space heating, domestic hot water and ventilation con sistemi di heat recovery (OP - operating point, BU – back-up, HR – heat recovery unit, HP – Heat Pump, S – Solar heat) (Afjei et al. 2007)

La frazione di energia fornita dal back-up è calcolata mediante un semplice bilancio energetico in ogni intervallo di tempo/temperature considerate. La frazione a carico della pompa di calore è di conseguenza pesata considerando il corrispondente COP del “bin” che deriva da test o da dati di targa. Una ponderazione energetica del back-up e della pompa di calore consente di calcolare il Seasonal Performance Ratio

Questo metodo di calcolo stazionario è molto utile per componenti di cui si conoscono caratteristiche e funzionamento in determinate configurazioni di sistema e modalità di

funzionamento. Esso non è invece applicabile in nuove configurazioni di sistema, applicazioni o per estrapolazioni da range di funzionamento noti.

Per la valutazione di nuovi e più sofisticati “concepts” di impianti è richiesta una modellizzazione più dettagliata che sia capace di considerare le dinamiche del sistema e di valutare il sistema al variare delle condizioni al contorno. Ad esempio, l’interazione fra i carichi termici con gli accumuli e/o le sorgenti di calore giocano un ruolo fondamentale nella valutazione del comportamento del sistema sia nel lungo periodo (anni) che nel breve periodo per valutare ad esempio logiche di controllo.

I modelli empirici sono abbastanza diffuse poichè la rappresentazione del comportamento dei component all’interno dei sistemi è sufficientemente precisa e inoltre, I dati richiesti per singoli prodotti sono generalmente disponibili. I “modelli fisici” sono abbastanza utili e disponibili per sistemi non troppo complessi (collettori solari, scambiatori di calore verticali nel terreno). L’analisi di sistemi più complessi, come una pompa di calore, diventa invece più complessa e “time-consuming”.

Un compromesso fra modelli empirici e modelli fisici è rappresentato da modelli basati di “performance maps”. Si tratta di modelli “quasi-stazionari”, molto diffusi per le pompe di calore, ed implementati all’interno di piattaforme per la simulazione dinamica come TRNSYS, ESP-r, InSEL, EnergyPlus, IDA-ICE or Matlab/Simulink Blocksets e Polysun. In pratica, un ristretto numero di punti di funzionamento viene utilizzato per rappresentare una mappa delle prestazioni mediante semplici interpolazioni lineari anche in domini a tre variabili. Ad esempio, utilizzando le temperatura in ingresso sul lato sorgente termica e quella in uscita sul lato ambiente si può mappare la potenza termica e l’assorbimento elettrico della pompa di calore. La Figura 24 mostra una rappresentazione della mappa di COP di una pompa di calore aria-acqua.

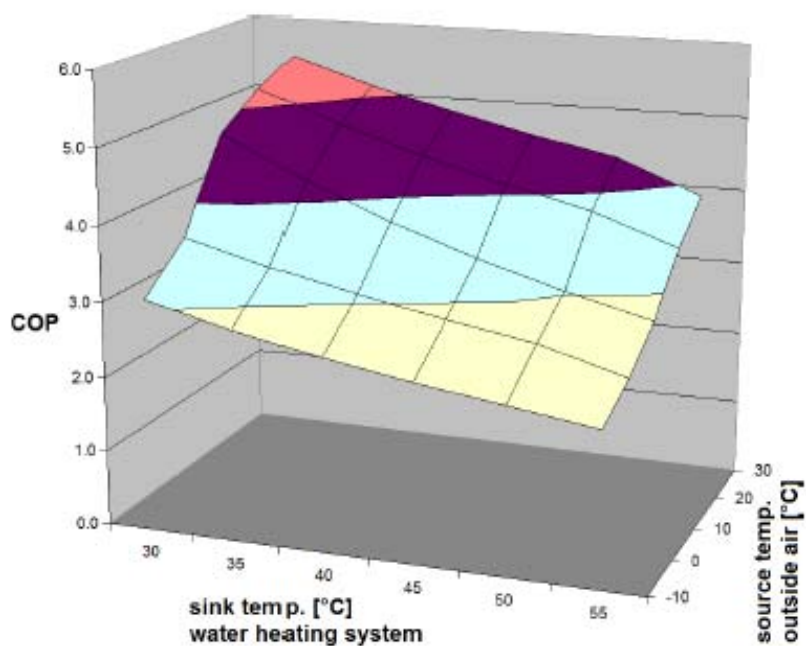


Figura 24: Esempio di mappa di COP di una pompa di calore aria-acqua Dott et al. 2011

La Figura 25 riporta invece l'elaborazione di dati sperimentali, misurati presso il laboratorio solare del Dipartimento dell'Energia nell'aprile 2012, per la ricostruzione di curve di performance di una macchina frigorifera ad assorbimento alimentata da fluido caldo.

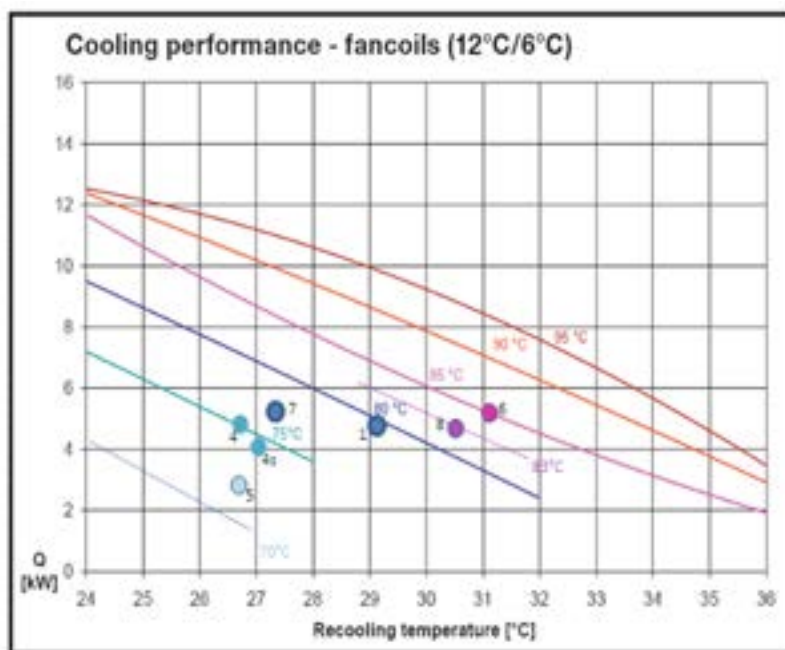


Figura 25: Costruzione di curve di prestazione a partire da dati sperimentali per la macchina frigorifera PINK PSC 12
– Dipartimento Energia, Università di Palermo

Tipiche implementazioni di modelli quasi statici basati su mappe di prestazione per pompe di calore sono ad esempio i Type di TRNSYS 504, 505, 665 e 668 della TESS library 2011.

Generalmente le misure da effettuare per costruire le mappe vengono fatte seguendo le raccomandazione della norma EN 14511:2011 che definisce i “standard rating points” per basse temperature (es. 35 °C per pavimenti radiant) medie temperature (es. 45 °C per fan coils) e alte temperature (es. 65°C per radiator)

Sia le tabelle che le relazioni polinomiali di interpolazioni possono rappresentare bene il funzionamento del sistema. Tuttavia, le estrapolazioni al di fuori dei campi di funzionamento per cui si dispongono i dati, possono dare risultati inesatti. Questo problema è riscontrabile frequentemente per pompe di calore con sorgente aria.

Queste pompe di calore hanno un deciso decadimento delle prestazioni per temperature dell’aria sterna sotto i 5-7 °C quando la condensa può iniziare a gelare e formare ghiaccio sull’evaporatore richiedendo energia per il “defrosting”. Appare evidente che tale effetto non potrebbe in alcun modo essere apprezzato mediante un’estrapolazione da mappe che non comprendano tali punti di funzionamento. Per questo motivo la norma EN 14511:2011 include punti di misura in cui sia possibile apprezzare gli effetti di icing/ defrosting attraverso la media di misure di funzionamento in periodi che includono funzionamenti con e senza icing. Quindi, a livello di prestazioni annuali, il modello appare sufficientemente affidabile, ma nel breve periodo l’effetto dinamico non è apprezzabile.

Per considerare tali effetti occorre ampliare le “capacità” di un modello quasi-statico. Afjei ad esempio ha introdotto in un modello quasi-statico la riduzione di COP dovuta al fenomeno di formazione di brina (*icing*) considerando separatamente un termine addizionale basato sulle prestazioni del compressore. Nello stesso modello sono stati inseriti anche correttivi per considerare l’inerzia termica del condensatore e dell’evaporatore. Tali correttivi sono basati su equazioni differenziali appositamente sviluppare per descrivere i fenomeni di scambio termico e passaggio di fase e quindi applicando i metodo tipico dei modelli fisici.

Un confronto fra simulazione TRNSYS attuata con type quasi-statici (668) e BIN method per l’analisi delle prestazioni di una pompa di calore geotermica è di seguito riportato.

La configurazione del sistema prevede uno scambiatore verticale lungo 100 m, una pompa di calore da acqua-acqua da 8,2 kW (W0/W35) e un accumulo termico da 540 litri. La figura mostra lo schema impiantistico e la mappatura delle prestazioni.

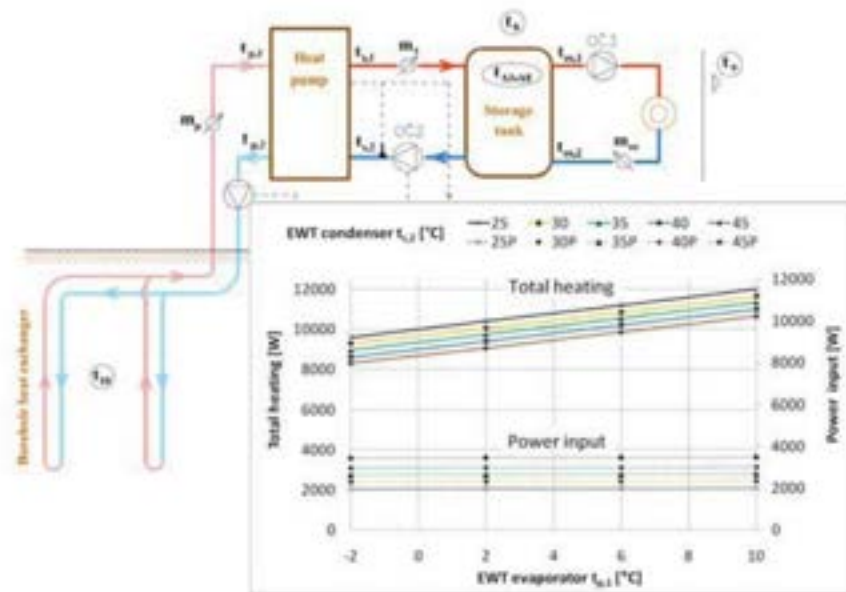


Figura 26: Pompa di calore geotermica: schema impiantistico e sue prestazioni (Krainer, 2007)

Il progetto TRNSYS è stato implementato utilizzando il Type 668 per descrivere le prestazioni della pompa di calore.

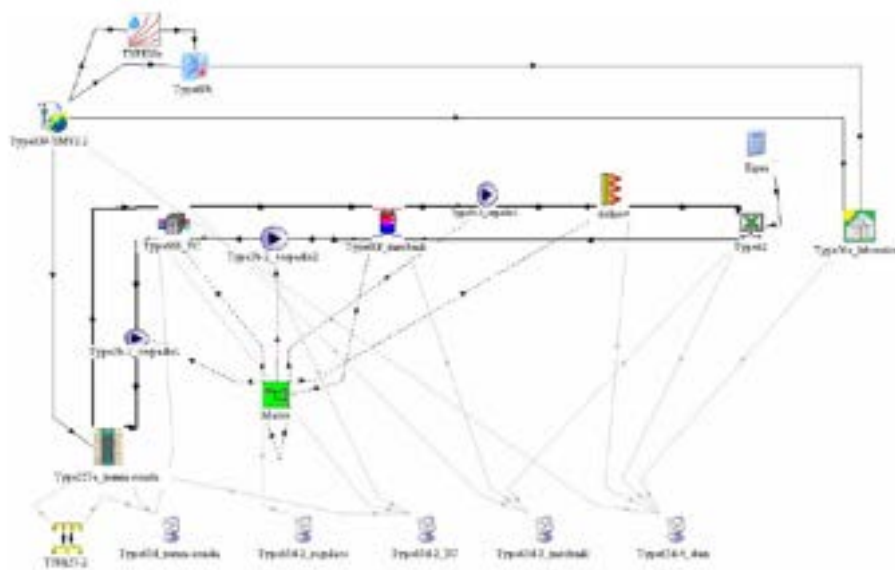


Figura 27: Progetto TRNSYS del sistema (Krainer, 2007)

Contemporaneamente utilizzando l'approccio del bin method, si sono stimati i consumi considerando la frequenza delle temperature esterne ed associando a queste le relative prestazioni (COP) e quindi i consumi dell'impianto. Ovviamente il COP deve considerare tutti i consumi elettrici degli ausiliari, incluse le pompe di circolazione dell'acqua.

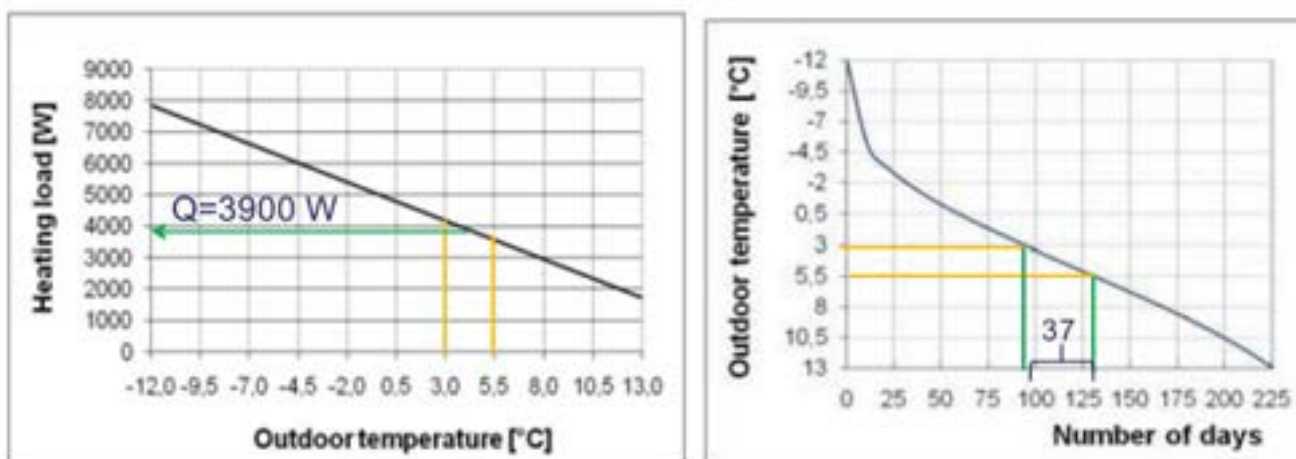


Figura 28: Esempio di calcolo dei consumi mediante il BIN method (Krainer, 2007)

Il calcolo è stato effettuato per due diverse opzioni di controllo del sistema. Nel Caso 1 il sistema ha un accumulo termico che separa la pompa di calore dal sistema di riscaldamento con un controllo di temperatura del serbatoio. Nel Caso 2 il controllo di temperatura è effettuato sull'aria esterna.

I risultati sono riportati in Figura 29.

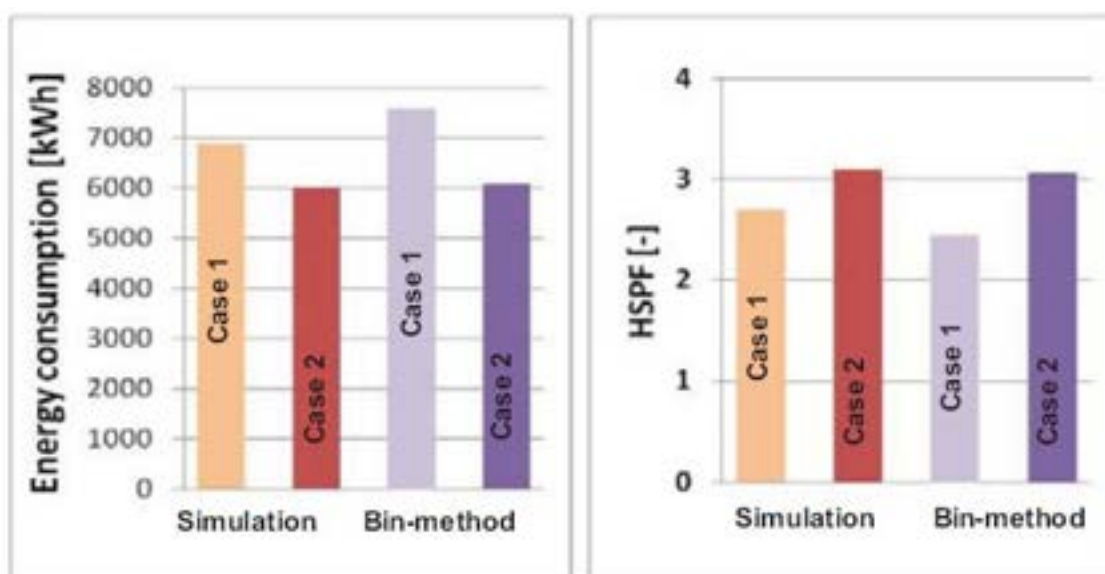


Figura 29: Confronto fra i risultati ottenuti mediante simulazione TRNSYS e Bin-Method.

Si potrà notare che nel complesso gli scostamenti sono limitati, sia in termini di consumi che in termini di Heating Seasonal Performance Factor.

In particolare i due approcci forniscono risultati molto simili nel caso 2 che rappresenta modalità di funzionamento con influenza minore degli effetti inerziali del serbatoio di accumulo.

In conclusione si può affermare che anche gli attuali modelli di simulazione dinamica sono basati su misure svolte secondo la norma EN 14511:2011, al fine di includere una mappatura delle

prestazioni. Più precisa è tale mappatura più affidabile è il modello. Il vantaggio rispetto a modelli statici sta nella possibilità di implementare modelli più complessi in cui diversi componenti interagiscano fra di loro anche i intervalli di tempo ridotti.

Tali modelli possono anche non rappresentare correttamente effetti dinamici o punti singolari se questi non sono specificamente inclusi mediante l'introduzione di equazioni che descrivano i fenomeni fisici.

B3) IEA Task 48 " Quality assurance and support measures for Solar Cooling"

A seguito dei meeting di Marsiglia (settembre 2011) e Milano (Aprile 2012), il gruppo di lavoro di UNIPA è stato investito della responsabilità di coordinamento di due sotto attività, inizialmente disgiunte, riguardanti l'analisi del ciclo di vita di componenti e impianti per il solar cooling.

In particolare:

A2: Life cycle analysis at component level :

B3: Life cycle analysis at system level :

Si è concordato per l'anno in corso il seguente programma di lavoro:

- Consolidare i risultati del task 38 mediante nuovi studi, incorporare e aggiornare le metodologie
- Ampliare il Life Cycle Inventory LCI component data base : intraprendere contatti con i costruttori di componenti
- Definire una metodologia di analisi semplificata
- Acquisire dati da esperienze progettuali e realizzative

I partner coinvolti sono: Partners: UNIPA, ISE, AIT, UNI Catania, SOLID, Kawasaki

In merito al metodo di analisi, a differenza di quanto svolto nell'ambito del task 38 in cui si è utilizzato per la stime dei carichi termici e frigoriferi il software di simulazione dinamica TRNSYS, si è convenuto di utilizzare anche uno strumento semplificato.

I carichi termici costituiranno un input e saranno derivati da coefficienti prestazionali sintetici (elaborati nell'ambito dell'attività C2.....) o da misure e stime svolte su progetti reali.

Un apposito strumento sviluppato in ambiente excel servirà ad operare delle rapide analisi parametriche degli studi sul ciclo di vita.

La sua struttura è la seguente:

- PARAMETRI: load H/C, COP el, COP th, Electricity Efficiency Ntl Mix
- INPUT: Global Energy Requirement and Global Warming Potential for the whole system (if available also for each components and life cycle phases). Data sources: Third part studies and/or LCI produced from direct investigations.

- OUTPUT: GER and GWP for the functional unit (HVAC system) and for the reference systems, Energy and Emissions Payback Times

I contatti con i costruttori sono stati intrapresi mediante l'associazione "Green Chiller"

Inoltre il gruppo di lavori di UNIPA si è preso carico di completare gli studi relativi alla LCA di gruppi frigo ad assorbimento per diverse situazioni di lavoro e operando anche un confronto con impianti di climatizzazione convenzionali accoppiati ad impianti fotovoltaici di cui si riportano nel seguito gli sviluppi.

Studio comparato delle performances di sistemi solari termici di piccolo taglia assistiti da fotovoltaico tramite analisi LCA (Life Cycle Assessment)

I sistemi solari di piccola taglia connessi a impianti di raffrescamento spesso mostrano performances contraddittorie, profondamente dipendenti dalle assunzioni della fase di design, dal dimensionamento dei componenti del sistema e dall'efficienza finale dei sistemi ausiliari. Un confronto con i sistemi tradizionali di raffrescamento basati su impianti frigoriferi a compressione può migliorare la comprensione del COP della macchina frigorifera, parametro chiave nell'analisi energetica di questi sistemi. Quando l'analisi è estesa a bilanci di energia primaria, considerando l'efficienza media del sistema di produzione di energia elettrica, è necessario introdurre altri parametri connessi alle performances complessive dell'impianto. Per questa ragione è fondamentale definire la tecnologia (o la combinazione di tecnologie) utilizzata nella generazione di elettricità. La metodologia LCA considera l'impatto ambientale di un oggetto/servizio, i consumi di energia primaria e non rinnovabile, l'uso di risorse e materiali oltre alle emissioni durante l'intero ciclo di vita. Questo metodo rappresenta uno strumento solido per confrontare sistemi differenti che garantiscano lo stesso output; ottimizza inoltre processi e componenti in sistemi complessi durante le fasi del loro ciclo di vita.

Nella letteratura scientifica, esistono numerosi studi di LCA applicati a tecnologie connesse alle fonti rinnovabili di energia [1],[2],[3]. Uno studio che analizza le performances ambientali di sistemi fotovoltaici e solari termici è stato pubblicato da Beccali et al.[4]. Per i sistemi fotovoltaici stand-alone, García-Valverde et al. [5] sono autori di uno studio interessante che esamina una configurazione stand-alone (4.2 kW_p) di un sistema fotovoltaico con pannelli policristallini, in funzione nel sud-est della Spagna. Questo studio stima l'uso di energia primaria pari a 470 GJ e le

emissioni di CO₂ come pari a 13.17 tonnellate. I più ampi contributi in termini di energia richiesta ed emissioni sono connessi alla fase di costruzione; in particolare dei moduli PV e delle batterie.

Nel contesto della IEA SHC Task 38, è stata sviluppata un'attività specifica chiamata "LCA of solar cooling systems" in modo da applicare questo tipo di analisi per la prima volta a sistemi solari H/C di piccola taglia affiancati da macchine frigorifere ad adsorbimento e assorbimento [4], [6]. Nell'ambito delle attività del task 48 "Quality assurance and support measures for Solar Cooling", si è sviluppato uno studio LCA avente come obiettivo l'analisi comparata di sistemi con macchine frigorifere ad assorbimento da 12 kW e sistemi comprendenti macchine frigorifere convenzionali a compressione oltre a un impianto fotovoltaico. Si tratta di un'analisi puntuale delle performance delle due famiglie di sistemi di solar cooling descritte, elemento importante negli studi riguardanti i sistemi di sfruttamento dell'energia solare allo scopo di effettuare raffrescamento. Gli obiettivi principali dello studio sono la stima delle performances energetiche ed ambientali dei sistemi proposti durante il loro ciclo di vita (considerando configurazioni e località differenti), i risparmi di energia primaria e le emissioni evitate connesse all'uso di questi sistemi rispetto a sistemi convenzionali connessi alle reti elettriche nazionali.

Le configurazioni impiantistiche analizzate

Diverse configurazioni impiantistiche sono state analizzate (Tabella 5:). Per i sistemi SHC basati su impianti frigoriferi ad assorbimento, questo studio considera due differenti opzioni: un back-up "caldo" (Hot back-up, con una caldaia a gas naturale che alimenta il generatore della macchina ad assorbimento) e un back-up "freddo" (Cold back-up, una macchina frigorifera a compressione integra la produzione di freddo).

Tabella 5: Principali caratteristiche dei sistemi proposti

	Riscaldamento	Raffrescamento
Sistema 1 Convenzionale	Fornito da una caldaia alimentata da gas naturale	Fornito da una macchina frigorifera convenzionale a compressione connessa alla rete elettrica.
Sistema 2 Convenzionale + PV Grid-connected	Come nel sistema 1	Fornito da una macchina frigorifera convenzionale a compressione. Il fabbisogno di elettricità è totalmente coperto dal generatore PV grid-connected.
Sistema 3 Convenzionale + PV Stand-alone (Carico totale)	Come nel sistema 1	Fornito da una macchina frigorifera convenzionale a compressione. Il fabbisogno di elettricità è totalmente coperto dal generatore PV stand-alone.
Sistema 4 Conventional + PV Stand-alone (Carico parziale)	Come nel sistema 1	Fornito da una macchina frigorifera convenzionale a compressione. Il fabbisogno di elettricità è parzialmente coperto dal generatore PV stand-alone.
Sistema 5 Solare termico + assorbimento con back-up caldo	Fornito da una caldaia alimentata da gas naturale e da un sistema solare.	Il sistema solare termico (35m ²) riscalda l'acqua contenuta in un accumulo termico (2m ³), una caldaia a gas costituisce il sistema di integrazione (Back-up caldo). L'acqua riscaldata nell'accumulo alimenta la macchina ad assorbimento (12 kW), connessa alla torre di raffreddamento. La macchina ad assorbimento alimenta i sistemi di raffrescamento dell'edificio.
Sistema 6 Solare termico + assorbimento con back-up freddo	Come nel sistema 5.	L'unica differenza con il sistema 5 è legata all'utilizzo di una macchina frigorifera ausiliaria come back-up in sostituzione della caldaia a gas naturale (Back-up freddo).

Sono state inoltre analizzate due tipologie di sistemi assistiti da fotovoltaico: grid-connected e stand-alone, dimensionati in modo tale da produrre l'intero fabbisogno di energia elettrica delle macchine frigorifere e dei sistemi ausiliari, o parte dello stesso. Il riscaldamento invernale è svolto in tutti i sistemi da una caldaia a gas naturale, affiancata nei primi due sistemi da collettori solari termici. Allo scopo di effettuare il confronto dei sistemi solari con un sistema convenzionale, è stato definito un impianto convenzionale basato su una macchina frigorifera a compressione (COP=2.5) e una caldaia a gas naturale (Sistema 1). Per omogeneità con quanto svolto nello studio precedente nell'ambito del task 38, tutti i sistemi sono stati simulati in dettaglio in ambiente TRNSYS per tre differenti località: Palermo (Italia), Zurigo (Svizzera) e Rio de Janeiro (Brasile), quest'ultima non presente nello studio sopra citato. Tre edifici di riferimento, modellizzati per avere lo stesso picco di fabbisogno di cooling (12 kW), sono stati definiti in accordo alla pratica e alla legislazione locale.

La Figura 30: Radiazione solare annuale su superficie inclinata [kWh/m²], carichi termici di raffrescamento e riscaldamento [kWh] delle tre località prescelte mostra le differenti caratteristiche di clima/carichi termici associate alle 3 località. A Zurigo, i carichi di riscaldamento sono molto più ampi rispetto a quelli di raffrescamento. Palermo e Rio de Janeiro mostrano trend simili nella radiazione solare, sebbene i carichi termici di raffrescamento siano molto più alti a Rio

che a Palermo. Il clima di Rio, particolarmente caldo, è inoltre caratterizzato da un trend omogeneo durante tutto il corso dell'anno, quindi i carichi di riscaldamento sono quasi nulli.

In generale, i sistemi PV sono stati dimensionati per produrre l'elettricità richiesta dalla macchina frigorifera e dagli ausiliari. Per i sistemi PV grid-connected, la potenza di picco prescelta è stata calcolata al fine di produrre tutta l'elettricità richiesta per un anno di funzionamento del sistema. I sistemi stand-alone sono stati dimensionati secondo due diversi punti di vista, considerando sia il carico medio giornaliero di elettricità sia la produzione di energia nei mesi in cui il fabbisogno di raffrescamento è significativo.

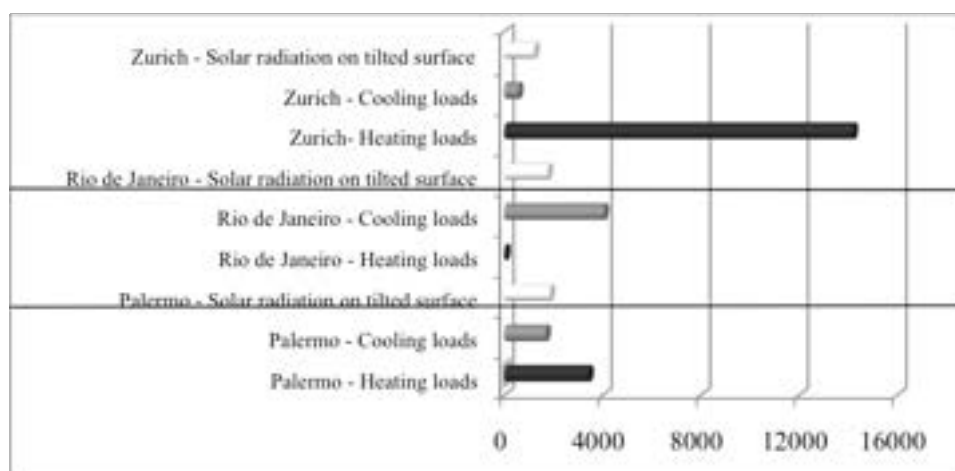


Figura 30: Radiazione solare annuale su superficie inclinata [kWh/m²], carichi termici di raffrescamento e riscaldamento [kWh] delle tre località prescelte

Nel primo caso (sistema 3), i generatori fotovoltaici sono stati dimensionati per coprire il deficit massimo giornaliero dei mesi estivi. Il sistema di accumulo elettrico assicura tre giorni di autonomia nella stagione di raffrescamento, considerando il peggiore deficit giornaliero di produzione. In questo modo, in inverno, il sistema genera un surplus di elettricità (circa 1.7 volte il fabbisogno di elettricità per il raffrescamento) che può essere utilizzato per altri fini.

Questo metodo è “convenzionale” nel campo del dimensionamento dei sistemi PV stand-alone, ma metodi più precisi possono essere utilizzati per la gestione efficiente dell'elettricità per sistemi connessi alla rete. Per esempio, un edificio può accumulare l'energia prodotta allo scopo di non gravare sulla rete elettrica nei periodi di elevata domanda di energia. Altre applicazioni potrebbero inoltre implicare connessioni a *smartgrids*; l'edificio potrebbe interagire con la rete e con i mercati dell'energia. La riduzione dei picchi di domanda e l'ottimizzazione dell'interazione

dello stesso con la rete, tuttavia, possono essere condotte più in dettaglio in presenza di accumuli di energia elettrica [7].

L'obiettivo di questo studio non è l'ottimizzazione del dimensionamento del sistema PV; in ogni caso i sistemi termici SHC non sono totalmente in grado di evitare i consumi elettrici come nel caso del sistema PV (sistema3). Per il sistema 6, l'elettricità risparmiata rappresenta il 48 % del fabbisogno totale per Palermo e il 34 % per Zurigo e Rio de Janeiro. La maggior parte dei consumi elettrici residui è connesso alla macchina frigorifera ausiliaria: 50 % per Palermo, 55% per Zurigo e 40% per Rio de Janeiro.

Allo scopo di effettuare un confronto tra sistemi con performances simili e di evitare consumi di elettricità dalla rete per il raffrescamento dell'edificio, questo studio utilizza un secondo metodo di dimensionamento per i sistemi PV stand-alone (Sistema 4). Per questo sistema, la potenza di picco del generatore è stata determinata in modo tale che la produzione annuale fosse uguale all'elettricità risparmiata attraverso il funzionamento dei sistemi termici SHC con back-up freddo. La capacità di accumulo dell'impianto fotovoltaico assicura tre giorni di autonomia in rapporto a questa frazione del carico. I risultati del dimensionamento dei sistemi PV grid-connected e stand-alone sono riportati nella Tabella 6.

Tabella 6: Caratteristiche dei sistemi PV proposti: grid-connected (S2), stand-alone su carico totale (S3), stand-alone su carico parziale (S4)

	Palermo			Zurich			Rio de Janeiro		
	S2	S3	S4	S2	S3	S4	S2	S3	S4
Potenza di picco (kWp)	1.47	4.41	2.31	1.26	3.15	1.68	3.36	5.25	2.73
Capacità della batteria (Ah)	0	3360.9	3360	0	2020.1	2020	0	3417.1	3420

La Tabella 7 mostra i consumi di elettricità e di gas naturale per le diciotto combinazioni di sistemi/località.

Tabella 7: Consumi di elettricità e di gas naturale dei sistemi proposti

		Palermo		Zurich		Rio de Janeiro	
		Riscaldament	Raffrescament	Raffrescament			
		o	o	Riscaldamento o		Riscaldamento	Raffrescamento
Convenzionale							
(Sistema 1)	Elettricità	0	1,995	0	1,046	0	4,542
PV grid-connected							
(Sistema 2);	Elettricità	0	0	0	0	0	0

PV stand-alone, carico totale (Sistema 3)							
PV stand-alone, carico parziale (Sistema 4)							
	Elettricità	0	1,065	0	686	0	3,005
	Gas naturale	2,754	0	14,951	0	103	0
Back-up caldo							
(Sistema 5)							
	Elettricità	52	937	81	655	74	2,062
	Gas naturale	414	246	10,165	177	0	2,956
Back-up freddo							
(Sistema 6)							
	Elettricità	52	1,065	81	686	74	3,005
	Gas naturale	414	0	10,165	0	0	0

L'energia primaria risparmiata e le riduzioni di emissioni di gas climalteranti sono state valutate nel confronto tra questi sistemi innovativi con i sistemi convenzionali.

Life Cycle Assessment

La metodologia LCA è stata applicata ai sistemi descritti in accordo agli standard internazionali della serie 14040 [8],[9]. Gli impatti energetici e ambientali sono stati valutati per ciascuno dei sistemi considerati. Sono stati considerati i seguenti confini di sistema:

- la fase di produzione include la fornitura dei materiali grezzi, produzione/assemblaggio e la manutenzione/sostituzione dei principali componenti dell'impianto;
- la fase d'uso include il ciclo di vita delle fonti energetiche (elettricità e gas naturale) consumato (dalla rete) durante la vita utile dell'impianto;
- la fase di fine vita include la dismissione dei componenti dell'impianto;

Non sono stati considerati:

- il trasporto dei componenti dell'impianto dai loro siti di produzione all'impianto;
- il trasporto dei componenti dall'impianto al sito di dismissione nella fase di fine vita;
- installazione e voci minori di manutenzione.

I seguenti componenti dei sistemi sono stati analizzati:

- sistemi solari H/C: macchina frigorifera ad assorbimento (12kW), fluido di lavoro (Acqua-ammoniaca), collettori solari termici, serbatoio di accumulo, torre evaporativa, tubazioni supplementari e dispositivi di distribuzione, sistemi di backup (Caldaia a gas e macchina frigorifera a compressione per la configurazione "Back-up freddo");

- sistema PV H/C: moduli PV policristallini, inverter, cavi e accumulatore per la configurazione grid-connected; per la configurazione stand-alone invece, oltre a quanto appena citato, batterie al piombo acido e regolatori di carica;
- sistemi convenzionali: macchina frigorifera a compressione e caldaia a gas .

Gli eco-profilo dei sistemi 1-5-6 sono basati sul Report Finale delle attività LCA del task 38 per Zurigo e Palermo, mentre gli eco-profilo per Rio de Janeiro sono stati calcolati. Per gli altri sistemi, per costruire gli eco-profilo sono stati utilizzati il software LCA SimaPro [10] e il database ambientale Ecoinvent [11]. I dati relativi alla costruzione e alla dismissione delle batterie e dei regolatori di carica sono basati su García-Valverde et al. [5].

Il ciclo di vita di ogni componente di sistema è stato stimato essere 25 anni, ad eccezione delle batterie (8.3 anni), dei regolatori di carica (8.3 anni) e degli inverter (12.5 anni).

I principali indici energetici e ambientali utilizzati per valutare le performance dei sistemi analizzati sono gli stessi adottati nel task 38:

- Global Energy Requirement (GER), che rappresenta il fabbisogno di energia primaria in tutto il ciclo di vita, espresso in MJ;
- Global Warming Potential (GWP), espresso in Kg di CO₂ equivalente;
- Energy Payback Time (EPT), definito come il tempo (anni) in cui il sistema deve lavorare per estrarre energia pari a quella necessaria per la sua produzione e dismissione;
- Emission Payback Time (EMPT), definito come il tempo (anni) durante il quale le emissioni cumulate evitate a causa dell'innovatività dell'impianto, sono uguali a quelle rilasciate durante l'intero ciclo di vita dello stesso impianto.

Gli impatti di GER and GWP sono stati calcolati usando i metodi "Cumulative Energy Demand" e "EPD 2008 impact assessment methods"[10], rispettivamente.

Risultati

I valori calcolati di GER e GWP per ogni sistema e per ogni fase del ciclo di vita sono riportati nelle Tabella 8 e Tabella 9 e nelle Figura 31 e Figura 32.

Tabella 8: Valori totali del GER per i sei sistemi nelle tre località

		Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3	Sistema 4	Sistema 5	Sistema 6
Palermo (MJ)	Produzione	14,357	55,048	661,380	609,317	117,000	129,505
	Uso	845,485	308,616	308,616	595,051	340,029	346,860
	Fine-vita	29	78	26,649	26,614	464	476
	Totale	859,871	363,743	1,002,319	1,234,198	457,493	476,841
Zurigo (MJ)	Produzione	14,357	48,032	416,449	379,881	119,101	131,605
	Uso	1,954,272	1,675,426	1,675,426	1,863,795	1,355,121	1,350,068
	Fine-vita	29	70	16,053	16,030	464	476
	Totale	1,968,658	1,725,588	2,111,831	2,261,767	1,474,686	1,482,149
Rio de Janeiro (MJ)	Produzione	14,357	99,486	689,636	655,483	117,000	129,505
	Uso	744,880	11,543	11,543	516,241	671,815	504,699
	Fine-vita	29	102	27,027	26,984	464	476
	Totale	759,266	115,033	734,959	1,173,013	789,280	634,679

Tabella 9: Valori totali di GWP per i sei sistemi nelle tre località

		Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3	Sistema 4	Sistema 5	Sistema 6
Palermo (kg CO _{eq})	Produzione	2,497	4,442	21,680	19,242	6,878	9,271
	Uso	50,322	18,025	18,025	35,248	20,322	20,779
	Fine-vita	44	129	330	221	346	385
	Totale	52,863	22,596	40,035	54,711	27,545	30,435
Zurigo (kg CO _{eq})	Produzione	2,497	4,194	14,687	12,959	6,981	9,374
	Uso	101,669	97,855	97,855	100,392	70,370	69,476
	Fine-vita	44	118	244	173	346	385
	Totale	104,209	102,167	112,786	113,524	77,697	79,235
Rio de Janeiro (kg CO _{eq})	Produzione	2,497	6,773	22,915	19,924	6,878	9,271
	Uso	32,721	674	674	22,752	34,246	22,078
	Fine-vita	44	225	374	243	346	385
	Totale	35,261	7,672	23,963	42,919	41,469	31,735

Le Figura 31 e Figura 32 mostrano rispettivamente un confronto dei valori di GER e GWP, per sistemi solari H/C e convenzionali. Il sistema 2 è risultato il migliore con il minore fabbisogno di energia primaria per le due località più calde (Palermo e Rio de Janeiro), con richieste di energia inferiori anche ai sistemi SHC (5 e 6). I sistemi SHC hanno fatto registrare performances migliori dei sistemi PV stand-alone 3 e 4 in tutte le località ad eccezione di Rio de Janeiro, dove il sistema 3

raggiungeva un GER inferiore al sistema 5. In questo caso, il sistema 5 ha un GER più alto del sistema convenzionale H/C. In tutti gli altri casi, i sistemi 3 e 4 hanno un GER più alto del sistema 1. Le stesse considerazioni sono ricavabili dalle figure relative al GWP.

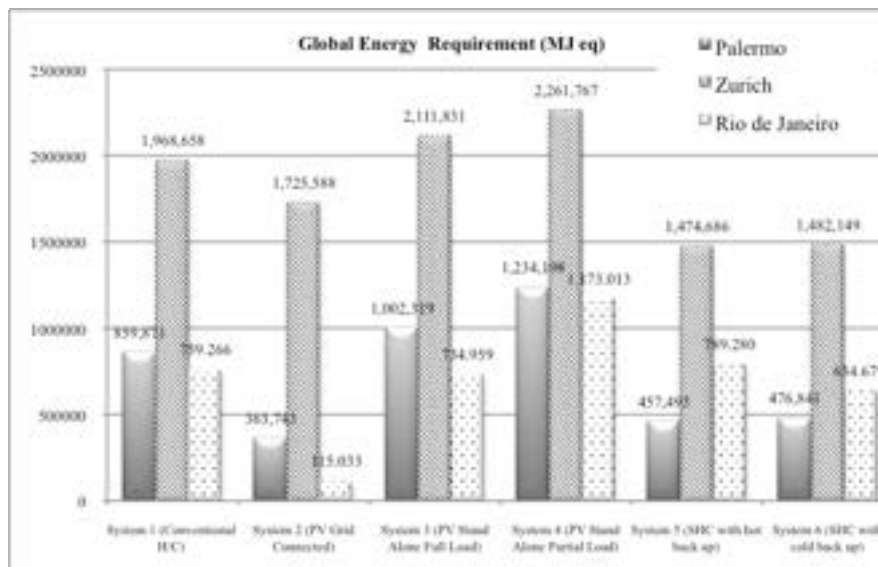


Figura 31: Valori totali di GER (MJ) per i sei sistemi nelle tre località

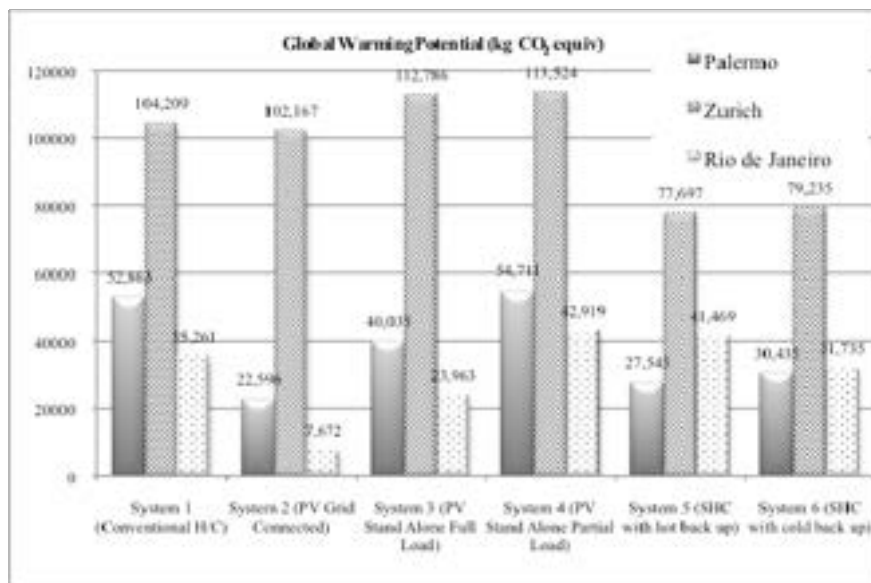


Figura 32: Valori totali di GWP (kg CO₂ equiv) per i sei sistemi nelle tre località

Da un'analisi dei risultati, la fase d'uso rappresenta, spesso, il principale contributo al GER (72.7% - 99.3%) e al GWP (68.3%-97.5%). Questi dati, sono significativi nella comprensione dei valori di GER e GWP del sistema 4 (PV stand-alone, carico parziale) e in particolare perchè sono superiori rispetto a quelli del sistema 3(PV stand-alone, carico totale). I maggiori consumi di elettricità causati dal sottodimensionamento dell'area dei collettori compensano i benefici dell'impatto inferiore della fase di produzione. Inoltre:

- per Palermo – sistema 3: la fase di produzione fornisce il contributo maggiore al GER (66.5%) e al GWP (54%) a causa degli alti impatti delle batterie e dei moduli PV. La fase d'uso ha un'incidenza di circa il 31% per il GER e il 45% per il GWP a causa dell'uso di gas naturale per il riscaldamento;
- per Palermo - sistema 4: le fasi di produzione e d'uso hanno un'incidenza sul GER di circa il 49.6% e 48.2%, rispettivamente. L'incidenza maggiore sul GWP (64.4%) è relativa alla fase d'uso ed è causata dall'elettricità non fornita dal sistema PV;
- per Rio de Janeiro - sistema 2: la fase di produzione ha l'impatto maggiore sul GER (89.9%) e sul GWP (88.3%), principalmente a causa dei moduli PV. L'incidenza inferiore della fase d'uso è dovuta al consumo di gas naturale per riscaldamento e ai consumi trascurabili di elettricità;
- per Rio de Janeiro sistema 3: a causa della presenza delle batterie nel sistema insieme a un basso consumo di gas naturale durante la fase operativa, l'incidenza della fase d'uso è pari a circa il 95% del valore totale di GER e GWP;
- per Rio de Janeiro sistema 4: la fase di produzione incide per il 53.5% del GER e per il 46.6% sul GWP, mentre la fase d'uso è responsabile del 44% del GER e del 53% del GWP.

Un'analisi più approfondita dei contributi al GER per la fase d'uso dei sistemi comprendenti pannelli PV rivela che:

- per il sistema 2, il maggiore contributo al consumo di energia primaria è connesso alla produzione dei moduli PV (dal 57.6 per Zurigo al 74.4% per Rio de Janeiro) e delle macchine frigorifere (dal 13.9% di Rio de Janeiro al 28.7% di Zurigo). L'inverter ha un'incidenza di circa l'8%;
- per i sistemi 3 e 4, gli impatti maggiori sul GER sono connessi alla realizzazione e alla sostituzione delle batterie durante la vita del sistema (75-79% per il sistema 3 e 82-85% per il sistema 4) e ai moduli PV (15-17% e 8.5-10% del GER per i sistemi 3 e 4, rispettivamente). Gli altri componenti hanno un livello di incidenza inferiore al 3.5%.

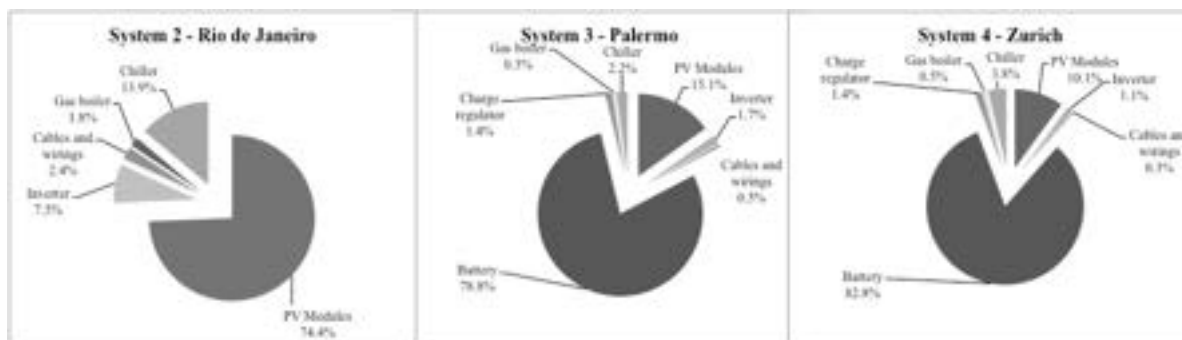


Figura 33: Fase di produzione per i sistemi forniti di moduli PV: incidenza dei componenti sul GER per (a) Rio de Janeiro, (b) Palermo and (c) Zurigo

I tempi di ritorno energetico e relativo alle emissioni sottolineano gli impatti connessi ai valori di GER e GWP. La Figura 34 mostra i valori calcolati per il primo degli indicatori appena citati (EPT – Energy payback time).

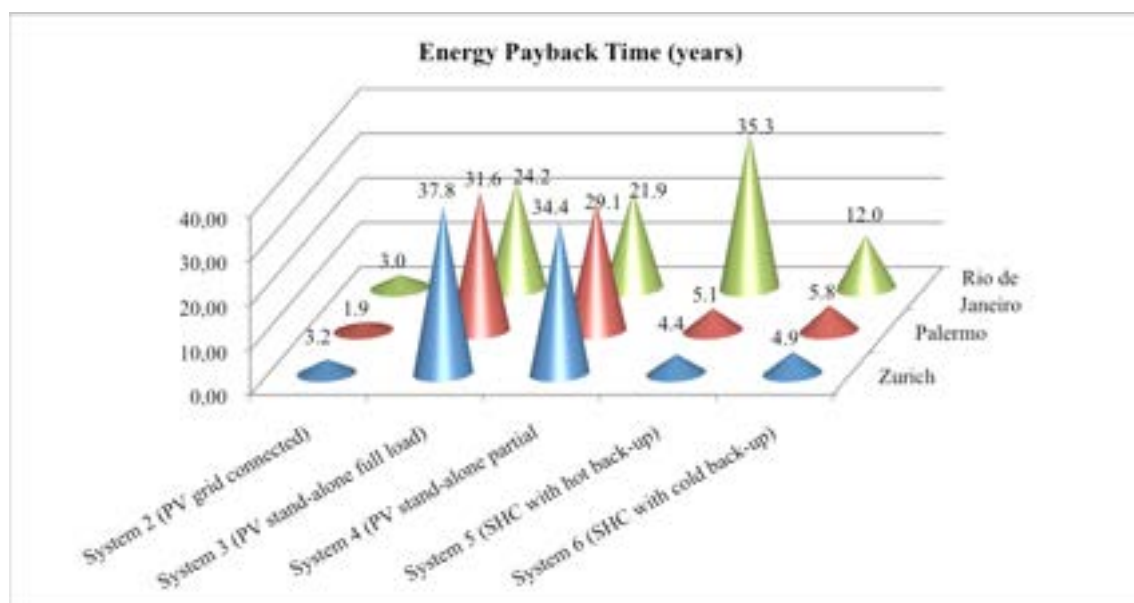


Figura 34: Energy Payback Times per i sistemi 2-6

I risultati ottenuti per Palermo e Zurigo sono molto simili in termini di EPT. Considerando che per i sistemi 2-5-6 l'EPT varia da 1.9 anni (Sistema 2) a 5.8 anni (Sistema 6) a Palermo e da 3.2 anni (Sistema 2) a 4.9 anni (Sistema 6) a Zurigo.

E' stato ottenuto un EPT variabile da 29 a 38 anni per i sistemi stand-alone nelle località citate.

A Palermo, l'indice EMPT varia da 1.6 anni per il sistema 2 a 28 anni per il sistema 4. A Zurigo, questo indicatore varia dai 3.8 anni per il sistema 5 agli 81 anni del sistema 3 fino a circa 200 anni per il sistema 4. Quest'ultimo valore è influenzato profondamente dalla minima differenza tra i

contributi al GWP nel corso della fase d'uso per il sistema convenzionale e per i sistemi PV stand-alone.

Considerando gli indici di payback per Rio de Janeiro, solamente il sistema 2 ha valori bassi di EPT e EMPT, pari a circa 3 anni. Le altre configurazioni hanno valori di EPT variabili tra i 12 anni (sistema 6) ai 35 anni (sistema 5). L'ultimo valore è fortemente dipendente dalle performances energetiche del mix energetico nazionale. Questo valore può essere valutato con una rapida analisi di sensitività, modificando l'efficienza di produzione nazionale dal valore attuale di 0.565 MJel/MJprim 0.327 MJel/MJprim (efficienza elettrica della Svizzera) [10], [11]. In questo modo, l'EPT si ridurrebbe a 12 anni per il sistema 5.

I valori di EPT per i sistemi stand-alone sono alti, circa 22-24 anni. Questo valore può essere ridotto a 16-18 anni nel caso di una singola sostituzione delle batterie (invece di due) nel corso del ciclo di vita o utilizzando tecnologie a minore impatto ambientale.

L'EMPT per Rio de Janeiro varia dai 16 ai 44 anni per entrambi i sistemi stand-alone ed è pari a 28 anni per il sistema 6. Un valore negativo di EMPT è stato ottenuto per il sistema 5 a causa del valore di GWP, più alto del valore riscontrato per il sistema convenzionale, conseguenza del mix energetico utilizzato in Brasile nella produzione di energia elettrica. Sebbene l'impianto convenzionale consumi più elettricità, rilascia una quantità inferiore di emissioni serra rispetto al sistema 5 che richiede un ampio consumo di gas naturale.

Risultati ottenuti

Nei climi caldi (Palermo e Rio de Janeiro), i sistemi con l'impianto PV grid-connected hanno fatto registrare le migliori performances, a causa dei bassi valori di GER, GWP e dei tempi di ritorno. Questa tipologia di impianti è differente dalle altre perché non richiede accumulo a causa dell'interazione libera con la rete. Per questa ragione, un confronto di questo sistema con gli altri non è significativo perché la forza del sistema solare termico H/C è l'abilità di ridurre la dipendenza dalla rete elettrica e di evitare i picchi, sovraccarichi e variazioni nella qualità della potenza. Altre due configurazioni sono state, quindi, analizzate per definire ulteriormente i sistemi assistiti da PV, in modo da minimizzare la loro interazione con la rete attraverso l'uso di accumuli di energia elettrica. Questi sistemi hanno ottenuto performances inferiori a quelle dei sistemi grid-connected e dei sistemi assistiti da solare termico in quasi tutti i casi analizzati. L'impatto della costruzione degli accumulatori è particolarmente elevato: solamente tecnologie più efficienti, dalla vita utile più lunga e più "verdi" possono ridurre l'impatto. Nei due casi di PV stand-alone, il sistema che forniva l'energia pari al carico evitato dal sistema solare termico, ha fatto rilevare

performances inferiori rispetto al sistema in grado di produrre il totale della domanda di elettricità (macchina frigorifera e sistemi ausiliari). Alcuni risultati contraddittori sono stati ottenuti per Rio de Janeiro, dove l'ampio fabbisogno di energia per raffrescamento durante tutto l'anno non è adeguatamente supportato da disponibilità di radiazione solare. Inoltre, l'alto valore dell'efficienza di conversione elettrica rende gli impianti solari H/C poco competitivi, fornendo invece un'opportunità per i sistemi assistiti da PV stand-alone. In Brasile, inoltre, se si considerano le variazioni del GWP e che la produzione elettrica è caratterizzata da un vasto utilizzo delle fonti energetiche rinnovabili, in molti casi i sistemi convenzionali sono più convenienti dei sistemi assistiti da solare.

In climi più freddi (Zurigo), l'opportunità di estendere l'uso dei sistemi solari termici per coprire gli alti carichi termici invernali garantisce buone performances per i sistemi analizzati. Ciò non è altrettanto vero per i sistemi assistiti da PV, caratterizzati da alti consumi di gas naturale. Comunque, i risultati ottenuti sono molto variabili in funzione dei dati [12] dell'inventario LCA per i sistemi PV [4],[5],[6]. Questa sensibilità è stata sottolineata particolarmente nelle figure relative all'EPT per il sistema PV grid-connected. Gli autori suggeriscono ulteriori approfondimenti sui dati in input per produrre un'analisi di sensibilità sui risultati dell'LCA per migliorarne la qualità. Questi aspetti saranno particolarmente approfonditi nella prosecuzione delle attività del task 48.

Di seguito si riporta la bibliografia di riferimento utilizzata nello studio.

- [1] Kannan R, Leong KC, Osman R, Ho HK, Tso CP. Life cycle assessment study of solar PV systems: An example of a 2.7 kWp distributed solar PV system in Singapore. *Solar Energy* 80; 2006, p.555-563.
- [2] Varun, Bhat IK, RaviP. LCA of renewable energy for electricity generation systems - a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13; 2009, p.1067–1073.
- [3] Battisti R, Corrado A. Evaluation of technical improvements of photovoltaic systems through life cycle assessment methodology. *Energy* 30; 2005, p.952-967.
- [4] Beccali M, Cellura M, Longo S., Nocke B, Finocchiaro P, LCA of a solar heating and cooling system equipped with a small water-ammonia absorption chiller, *Solar Energy*, Vol.86, Issue 5 ; 2012,p.1491-1503
- [5] García-Valverde R, Miguel C, Martínez-Bejar R, Urbina A. Life cycle assessment study of a 4.2 kWp stand-alone photovoltaic system. *Solar Energy* 83; 2009, p. 1434-1445.
- [6] Beccali M, Cellura M, Ardente F, Longo S, Nocke B, Finocchiaro P, Kleijer A, Hildbrand C, Bony J. Life Cycle Assessment of Solar Cooling Systems - A technical report of subtask D Subtask Activity D3, Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration, IEA, SHC Programme; 2010.
- [7] Mulder G, De Ridder F, Six D, Electricity storage for grid-connected household dwellings with PV panels, *Solar Energy* 84; 2010, p. 1284–1293.
- [8] ISO 14040. Environmental management – Life cycle assessment –Principles and framework; 2006.
- [9] ISO 14044. Environmental management – Life cycle assessment –Requirements and guidelines;2006.
- [10] PRè-Product Ecology Consultants. SimaPro7, environmental database; 2012
- [11] Frischknecht R, Jungbluth N, Althaus HJ, Doka G, Dones R, Heck T, Hellweg S, Hirschier R, Nemecek T, Rebitzer G, Spielmann M. Overview and Methodology. Ecoinvent Report No. 1, ver.2.0, Swiss Centre for Life Cycle Inventories. Dübendorf, CH, Description of the Ecoinvent database included in the software SimaPro ver. 7.1. <http://www.pre.nl/simapro/>; 2007
- [12] Ardente F, Beccali M, Cellura M , F.A.L.C.A.D.E.: A fuzzy software for the energy and environmental balances of products; 2004. *Ecological Modelling*, 176 (3-4), p.359-379.

Pubblicazioni relative alle ricerche condotte

- 1 2011 Beccali M., Cellura M., Longo S., Nocke B., Finocchiaro P., Citherlet S., Kleijer A., Hildbrand C., Bony J., "Life Cycle Assessment (LCA) of solar cooling systems with 12 kW absorption and 8 kW adsorption chillers", IV International Conference on Solar Air Conditioning OTTI, 12 - 14 Oct 2011, Larnaca, Cyprus, pp 311-316 ISBN 978-3-941785-48-9

- 2 2011 Beccali M, Bertini I, Ciulla G, Di Pietra B, Lo Brano V (2011). Software for weather databases management and construction of reference years. In: Building Simulation 2011. Sydney (Australia), 14-16 novembre 2011., ISBN: 9780646565101;

- 3 Beccali M., Cellura M., Longo S., Nocke B., Finocchiaro P. - LCA of a solar heating and cooling system equipped with a small water-ammonia absorption chiller, Solar Energy, Volume 86, Issue 5, May 2012, Pages 1491-1503

- 4 in Ciulla G, Lo Brano V, Cellura M, Franzitta V, Milone D. A Finite Difference Model of A PV-PCM
press System. ENERGY PROCEDIA, SHC 2012 Conference proceedings. San Francisco, USA, 9-12 Jul 2012, ISSN: 1876-6102.

- 5 in Beccali M, Cellura M, Finocchiaro P, Guarino F, Longo S, Nocke B (in stampa). Performance
press comparison of small solar thermal cooling systems with conventional plants assisted by photovoltaic through the use of Life Cycle Assessment. ENERGY PROCEDIA, SHC 2012 Conference proceedings. San Francisco, USA, 9-12 Jul 2012, ISSN: 1876-6102

- 6 in Giuseppina Ciulla, Valerio Lo Brano, Antonio Messineo, Giorgia Peri; A numerical solution that
press determines the temperature field inside phase change materials: application in buildings; Journal of Civil Engineering and Management; ISSN 1392-3730
