



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



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Progettazione di un serbatoio di accumulo a cambiamento di fase

R. Lazzarin, M. Noro, F. Busato



PROGETTAZIONE DI UN SERBATOIO DI ACCUMULO A CAMBIAMENTO DI FASE

R. Lazzarin, M. Noro, F. Busato (Universita' degli Studi di Padova, Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi industriali)

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



DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE
DEI SISTEMI INDUSTRIALI

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA



PROGETTAZIONE DI UN SERBATOIO DI ACCUMULO A CAMBIAMENTO DI FASE

Vicenza, settembre 2012

Prof. Renato Lazzarin

Ing. Marco Noro

Ing. Filippo Busato

Sommario

1	Premessa.....	3
2	Modellizzazione in ambiente TRNSYS	3
3	Caratteristiche principali dell'impianto	8
4	Risultati delle simulazioni.....	10
	4.1.1 Simulazioni in modalità riscaldamento.....	11
	4.1.2 Simulazioni in modalità raffrescamento	16
	4.1.3 Risultati annuali	20
5	Valutazioni economiche.....	21
6	Considerazioni sui materiali PCM e scelta finale	25
	Bibliografia	30

1 Premessa

Il presente documento illustra l'attività di ricerca in oggetto che si inserisce nell'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").

Oggetto del contratto è la progettazione costruttiva di un serbatoio di accumulo a cambiamento di fase (PCM, *Phase Change Material*). Si tratta di dimensionare in maniera opportuna un prototipo di accumulo di questo tipo a servizio dell'impianto di *solar heating* e *cooling* che assicura la climatizzazione sia estiva che invernale dell'edificio F-92 del C.R. ENEA di Casaccia.

Come descritto nel successivo par. 2, l'impianto prevede la presenza di un accumulo sia dal lato "caldo" (interfacciato con il campo solare ed utilizzato sia nella stagione del riscaldamento che in quella del raffrescamento) sia dal lato freddo (utilizzo solo estivo). Per tale ragione si pone il problema di valutare su quale delle seguenti tre opzioni sia maggiormente conveniente fondare il dimensionamento del serbatoio PCM:

- a) accumulo caldo di tipo latente progettato per accumulare a $T=45$ °C (per il riscaldamento invernale degli ambienti);
- b) accumulo caldo di tipo latente progettato per accumulare a $T=88$ °C (per alimentare il gruppo frigo ad assorbimento);
- c) accumulo freddo di tipo latente progettato per accumulare a $T=7$ °C (dedicato alla climatizzazione estiva degli ambienti).

Le simulazioni effettuate hanno avuto lo scopo di capire in quale direzione cambiano le indicazioni di ottimizzazione delle prestazioni energetiche dell'impianto per ognuno dei tre casi citati. L'idea è quella di scegliere la capacità di accumulo, in termini energetici, che ottimizzi le prestazioni (minimizzazione del consumo di energia primaria, massimizzazione del PER_{tot} , vedi successivo par. 4) con un occhio anche al lato economico (massimizzazione del valore attuale netto e minimizzazione del tempo di ritorno dell'investimento).

Una volta individuata la capacità ottimale, ed individuata la sostanza PCM in commercio maggiormente adatta all'applicazione, si è verificato il funzionamento dell'impianto con un accumulo a PCM della medesima capacità termica. Tale verifica è stata calcolata sulla scorta delle proprietà del materiale scelto ed esplicitata in termini di numero di ore di copertura della potenza di picco di riscaldamento da parte dell'accumulo stesso, fissate le condizioni al contorno (ad esempio il ΔT fra mandata e ritorno). Si è verificato poi il comportamento della stessa capacità di accumulo nel funzionamento estivo come alimentazione del generatore del *chiller* ad assorbimento, sempre in termini di numero di ore di autonomia di alimentazione. Il dimensionamento finale dell'accumulo deve ovviamente tenere conto del budget a disposizione, con il quale si procede alla costruzione dello stesso presso il fornitore individuato.

2 Modellizzazione in ambiente TRNSYS

Per dimensionare correttamente l'accumulo per le finalità di *solar heating* (e *cooling*) oggetto del presente studio, si è proceduto ad una simulazione dinamica in ambiente TRNSYS del sistema edificio-impianto. Il *time step* utilizzato è stato pari ad un'ora.

Si è quindi modellizzato l'edificio in questione attraverso la descrizione delle sue strutture opache e trasparenti, dei guadagni interni e delle schedulazioni, sulla scorta dei dati forniti da ENEA (Tabella 1). Il modello realizzato tiene in considerazione il clima reale della località di Roma nella forma di un *Test Reference Year* [1].

Tabella 1 – Schedulazioni e principali guadagni interni dell'edificio F-92 (dati forniti da ENEA)

Profili orari:

Complessive 50 persone tra piano primo e secondo, suddivise tenendo conto del layout in 19 persone per ogni Aula, 4 persone per ogni Sala riunioni, 2 persone nell'Area break e 2 in Segreteria

Ore 8.00-9.00: 70% delle persone

Ore 9.00-12.00: 100% delle persone

Ore 12.00-14.00: 20% delle persone

Ore 14.00-17.00: 100% delle persone

Ore 17.00-18.00: 20% delle persone

Ore 18.00-8.00: 0% delle persone

Apparecchiature (stesso profilo orario delle persone):

- Aule/sala riunioni: 3 PC+Monitor+stampanti;
- Area Break: n°1 macchina caffè e macchina per bevande;
- Garage/deposito: vuoto;
- Hall impianti: vuota.

Apparecchiature di illuminazione (ON dalle ore 8.00 alle ore 18.00 dei giorni feriali):

Gli apparecchi di illuminazione sono tutti del tipo a neon con lampade 4x18 W. La disposizione degli apparecchi è:

PIANO SEMINTERRATO:

- Hall impianti: n°6 lampade 4x18 W
- Garage/deposito: n°4 lampade 4x18 W

PIANO TERRA:

- Aula 1: n°6 lampade 4x18 W
- Sala riunioni 1: n°4 lampade 4x18 W
- Area Break: n°2 lampade 4x18 W
- Bagno: n°1 lampade 4x18 W

PIANO PRIMO:

- Aula 2: n°6 lampade 4x18 W
- Sala riunioni 2: n°4 lampade 4x18 W
- Segreteria: n°2 lampade 4x18 W
- Bagno: n°1 lampade 4x18 W

VANI SCALA: sono installate complessivamente n°6 lampade 2x18 W

Impianto di riscaldamento/raffrescamento (ON dalle ore 8.00 alle ore 18.00 dei giorni feriali)

L'edificio F-92 si trova all'interno del C.R. ENEA di Casaccia, si sviluppa su tre piani ed ha una superficie complessiva di circa 230 m² (si veda ad esempio la Figura 1). Il piano seminterrato è servito da un impianto del tipo a ventilconvettore a pavimento e da un circuito idraulico indipendente dagli altri piani. Il piano terra ed il piano primo sono serviti da un impianto del tipo a

ventilconvettore a cassetta, da un impianto di trattamento aria per assicurare il ricambio d'aria previsto dalla normativa vigente (non considerato nelle simulazioni perché attualmente non in funzione) e da un impianto del tipo a pannelli radianti a pavimento.

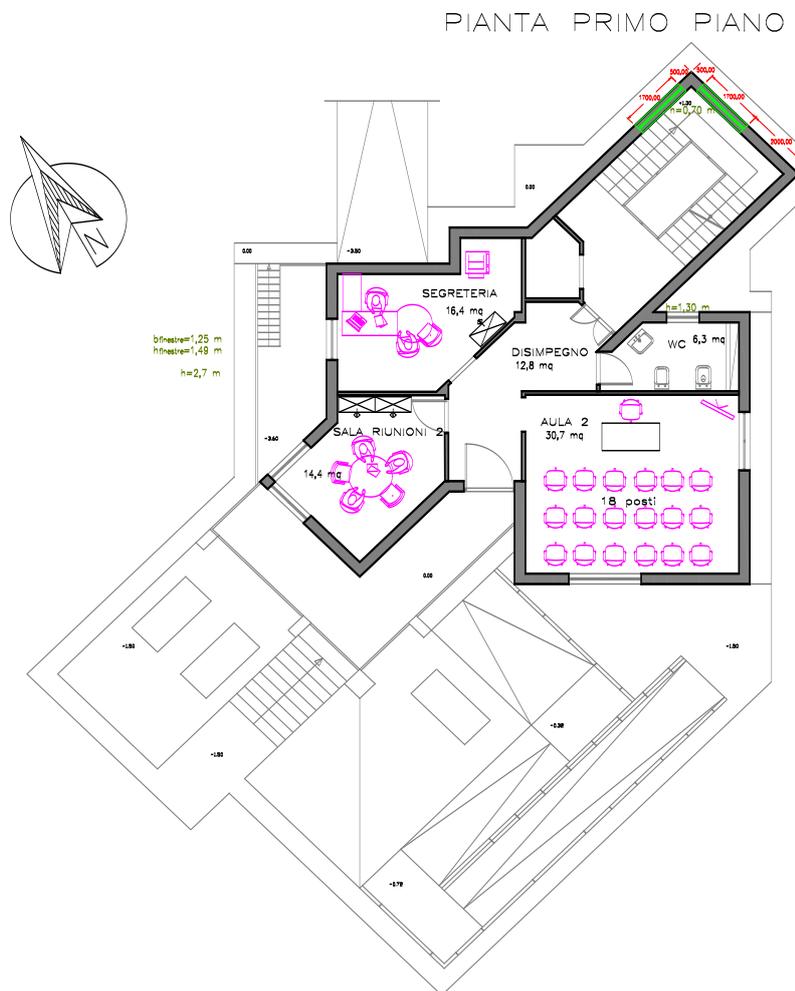


Figura 1 – Pianta del primo piano dell'edificio F-92 presso il C.R. ENEA alla Casaccia

Il calcolo dei carichi frigoriferi (di raffrescamento) e termici (di riscaldamento) dell'edificio è stato fatto "in sicurezza": nel primo caso utilizzando le opportune schedulazioni dei guadagni interni (presenza persone, accensione apparecchiature ed illuminazione artificiale) e del funzionamento dell'impianto valide nelle condizioni "nominali" d'uso dell'edificio (Tabella 1), nel secondo caso in assenza di detti guadagni interni e con la schedulazione di funzionamento dell'impianto realmente operata.

Nel caso invernale tale scelta è stata fatta anche al fine di avvicinare le simulazioni al reale comportamento operativo che si è verificato dal 09/02/2012 (data di inizio funzionamento dell'impianto) al 15/04/2012 (data fine stagione riscaldamento), potendo così confrontare i dati simulati con quelli reali (vedi successivo par. 4).

I carichi termici invernali ed estivi sono stati utilizzati nei *deck* TRNSYS dell'impianto (separati da quello dell'edificio), realizzati sulla scorta degli schemi impiantistici forniti da ENEA. Particolare attenzione è stata dedicata alla logica di regolazione dello stesso, secondo le indicazioni fornite da ENEA in [2] per quanto riguarda la logica di funzionamento invernale e in [3] per quella estiva. I *deck* di simulazione dell'edificio e dell'impianto (nelle due modalità di funzionamento invernale ed

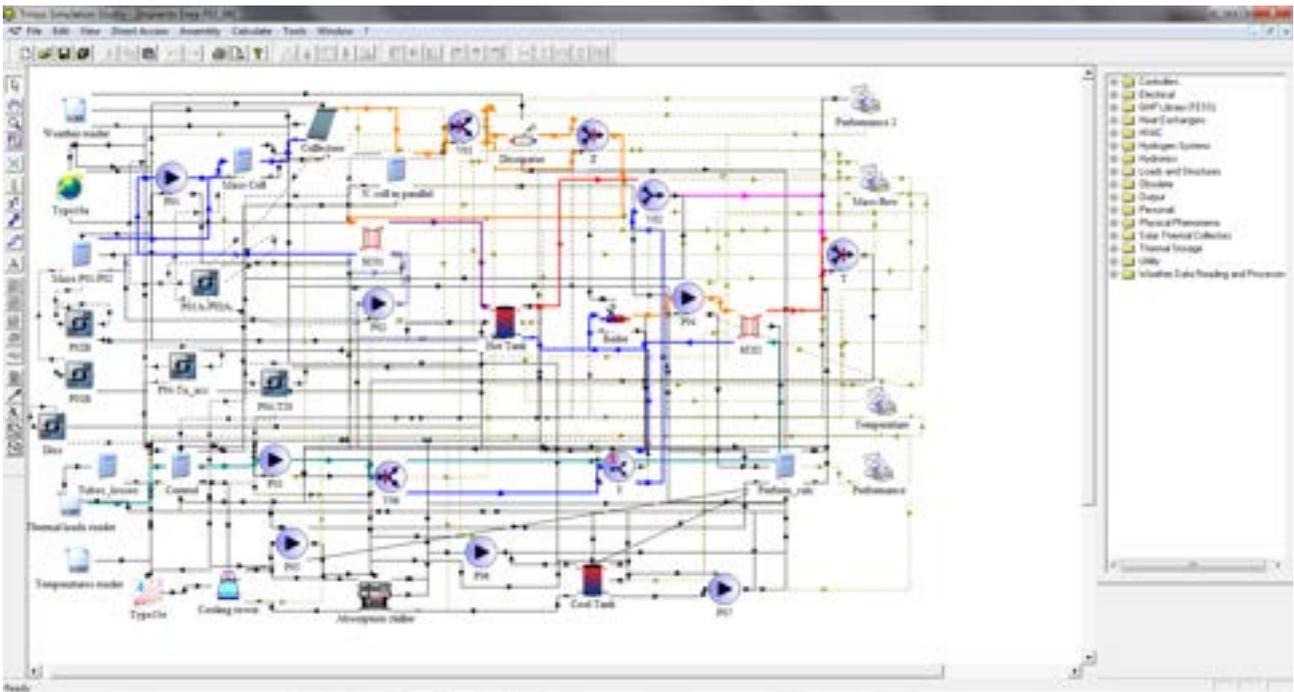


Figura 4 – Deck Trnsys dell'impianto in regime di funzionamento estivo (periodo convenzionale 01/05 – 30/09)

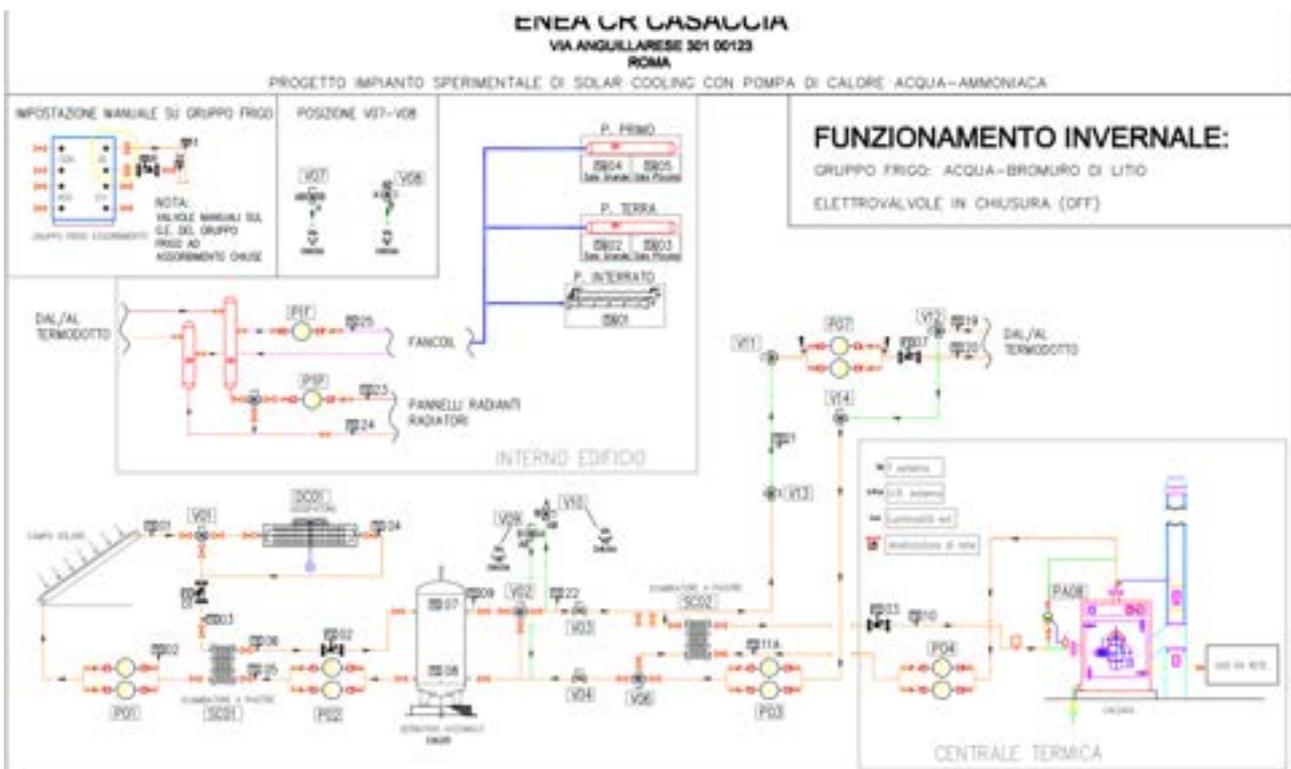


Figura 5 – Schema dell'impianto di solar heating presente presso l'edificio F92 del C.R. ENEA di Casaccia

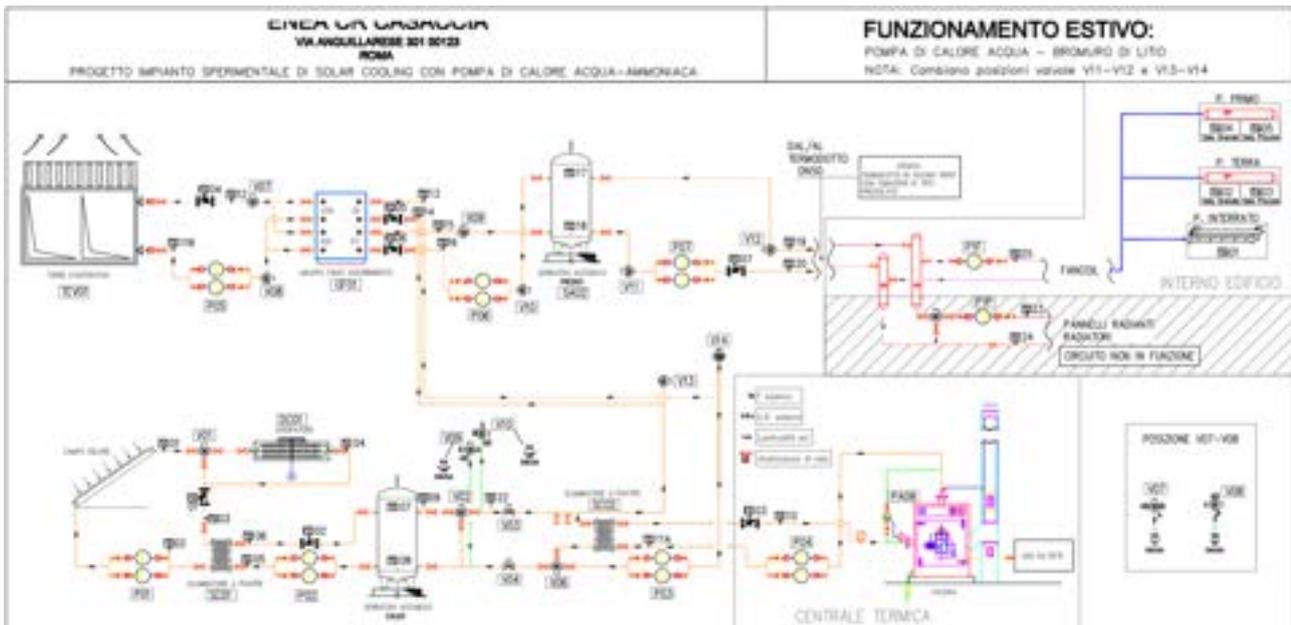


Figura 6 – Schema dell'impianto di solar cooling presente presso l'edificio F92 del C.R. ENEA di Casaccia

3 Caratteristiche principali dell'impianto

Di seguito si riepilogano le caratteristiche delle principali apparecchiature che costituiscono l'impianto di *solar heating e cooling*.

Campo Solare

- Pannelli solari termici a tubi evacuati (mod. SKY 21 CPC 58 della Kloben)
- Superficie singolo pannello = 3.75 m²
- Collegamento: serie di 3 pannelli collegati in 5 paralleli
- Superficie campo solare = 56 m²
- Potenza termica ≈ 25 kW

Disegno	Parametri	Valore
	Larghezza (con raccordi)	2348 (2414) mm
	Altezza	1603 mm
	Profondità	140 mm
	Superficie totale	3,75 m ²
	Superficie netta	3,31 m ²

Figura 7 – Specifiche dimensionali del collettore SKY 21 CPC 58 della Kloben

Parametri riferiti all'area di apertura	Norma	Valore
Potenza di picco ($G^* = 1000 \text{ W/m}^2$)	EN 12975	2377 W
Rendimento (η_0)	EN 12975	71,8%
Coefficiente di perdita termica (a_1)	EN 12975	0,974 $\text{W/m}^2\text{K}$
Coefficiente di perdita termica (a_2)	EN 12975	0,005 $\text{W/m}^2\text{K}^2$
Portata ottimale	EN 12975	1,0 l/min m^2
Pressione massima d'esercizio	EN 12975	6,0 bar
Contenuto di liquido	EN 12975	3,07 l
Test di Wurzburg ($I^* = 1212 \text{ kWh/m}^2 \text{ anno}$, 3 m^2)	EN 12975	733 $\text{kWh/m}^2 \text{ anno}$

Figura 8 - Specifiche energetiche ed idrauliche del collettore SKY 21 CPC 58 della Kloben

Angolo incidente (θ)	0	20	40	50	60	70	90
$K_{g,(\theta \text{ laterale})}$	1.00	0.99	0.94	0.87	0.78	0.62	0.00
$K_{g,(\theta \text{ trasversale})}$	1.00	1.03	1.04	1.08	1.17	1.38	0.00

Figura 9 – Incidence Angle Modifier (IAM) del collettore SKY 21 CPC 58 della Kloben

Serbatoio accumulo acqua calda

- 1500 l

Gruppo frigo ad assorbimento ad acqua-bromuro di litio (mod. YAZAKI_WFC-SC5)

- Potenza frigorifera all'evaporatore = 18 kW
- Potenza termica in ingresso al generatore = 25 kW
- Caratteristiche di funzionamento del gruppo frigo:
 - T Heat Medium Inlet 88 °C
 - T Heat Medium Outlet 83 °C
 - Chilled Water Inlet 12.5 °C
 - Chilled Water Inlet 7 °C
 - Cooling Water Inlet 31 °C
 - Cooling Water Outlet 35 °C

Serbatoio accumulo acqua refrigerata

- 1000 l

Caldia a gas naturale di integrazione

- Potenza termica utile = 43.9 kW
- P_{\max} esercizio = 4 bar

Torre Evaporativa (THERMAC mod. 4 TE – 15)

- Potenzialità = 43 kW – ($T_{bu} = 25.6 \text{ °C}$; $T_{H_2O,in} = 35 \text{ °C}$; $T_{H_2O,out} = 30 \text{ °C}$)
- Portata aria = 7500 m^3/h
- Portata acqua = 7400 l/h

Dry-cooler (ALFA LAVAL mod. DGS401AS BO)

- P dissipata = 36 kW

- P elettrica = 0.2 kW
- Portata aria = 3200 m³/h
- Volume = 30 dm³

I dettagli relativi agli ulteriori componenti d'impianto (pompe, termodotto) ed alle logiche di regolazione sono contenuti nella documentazione fornita da ENEA [2] [3] [4] [5]. Si fa presente che l'impianto è percorso da acqua (non vi è presenza di glicole). La protezione antigelo è garantita dalla possibilità di svuotamento dell'impianto prevista dalla logica di regolazione.

4 Risultati delle simulazioni

Le simulazioni hanno verificato il corretto comportamento dell'impianto dal punto di vista delle temperature e portate nei vari circuiti, oltre che dal punto di vista dei bilanci energetici. Questi ultimi hanno riguardato (per le sigle utilizzate si fa riferimento ai grafici seguenti ed agli schemi di Figura 5 e Figura 6):

- l'energia solare incidente sui collettori (*G_coll*);
- l'energia dispersa dagli stessi (*Loss_coll*);
- l'energia termica smaltita dal *dry-cooler* (*Diss*);
- l'energia utile prodotta dai collettori solari (*FE01*);
- l'energia dispersa dallo scambiatore SC01 di disaccoppiamento circuito solare / circuito serbatoio solare (*SC01_Loss*);
- l'energia solare utilizzata per caricare l'accumulo caldo (*FE02*);
- l'energia utile fornita da quest'ultimo (*Tank_to_load*) (all'utenza nel funzionamento invernale ed al generatore della macchina ad assorbimento nel funzionamento estivo);
- l'energia di integrazione fornita dalla caldaia (*FE03*) (all'utenza nel funzionamento invernale ed al generatore della macchina ad assorbimento nel funzionamento estivo);
- i fabbisogni termici/frigoriferi dell'utenza (*FE07*);
- l'energia frigorifera prodotta dal *chiller* ed immagazzinata nel serbatoio freddo nel funzionamento estivo (*FE06*);
- l'energia termica smaltita dalla torre evaporativa nel funzionamento estivo (*FE04*).

La Figura 10 illustra la ripartizione dei flussi energetici ottenuti dalle simulazioni, nel rispetto del primo principio della termodinamica, nelle due modalità di funzionamento invernale ed estiva.

Si è proceduto separatamente alla simulazione dell'impianto nelle due modalità di funzionamento "riscaldamento" (periodo 01/11 – 15/04) e "raffrescamento" (periodo 01/05 – 30/09), per poi successivamente analizzare le prestazioni annuali. In tutte le figure successive i fattori di conversione in energia primaria sono stati posti pari a 0.9 per l'energia termica e 0.46 per l'energia elettrica.

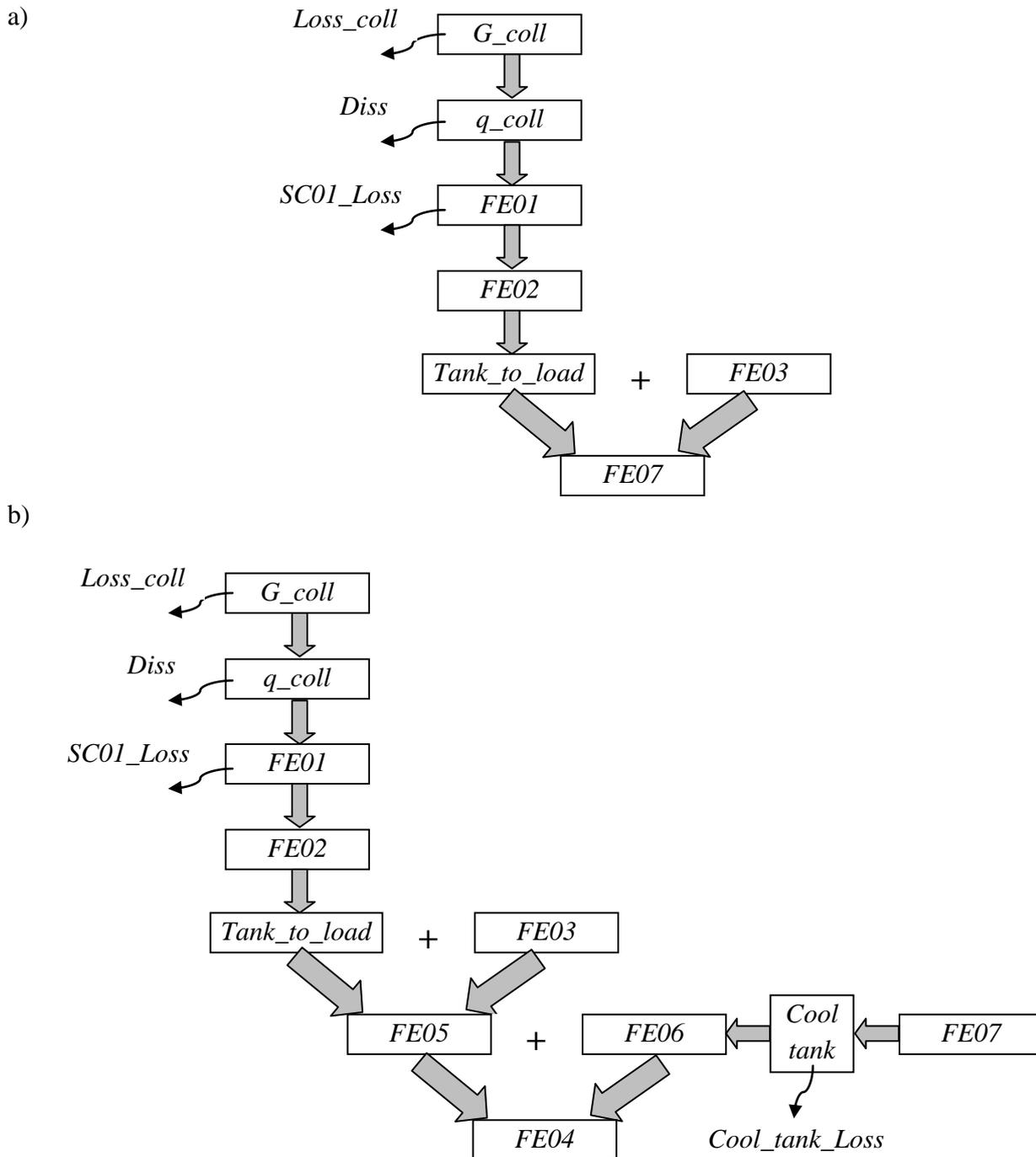


Figura 10 – Schema dei flussi energetici dell’impianto in modalità solar heating (a) e cooling (b)

4.1.1 Simulazioni in modalità riscaldamento

In una prima fase di “validazione” del modello costruito si è cercato di confrontare i risultati delle simulazioni con il reale comportamento operativo dell’impianto che si è verificato dal 09/02/2012 (data di inizio funzionamento) al 15/04/2012 (data fine stagione riscaldamento e per la quale si hanno a disposizione i dati misurati di funzionamento dell’impianto).

La Figura 11 riporta un esempio dei risultati delle simulazioni effettuate in termini di energia solare utile all’utenza, energia termica fornita dalla caldaia e frazione solare di copertura del fabbisogno di

riscaldamento nei diversi mesi della stagione invernale, per un serbatoio delle dimensioni pari a quello realmente esistente (1500 l).

La Figura 12 riporta, per la stessa taglia dell'accumulo, il consumo totale di energia primaria ed il risparmio di energia primaria ottenuto con l'impianto, e l'indice PER_{tot} inteso come rapporto tra il fabbisogno termico dell'utenza ed il consumo totale di energia primaria. Sono proprio queste le variabili che si è inteso "ottimizzare" dal punto di vista energetico, variando la capacità dell'accumulo solare.

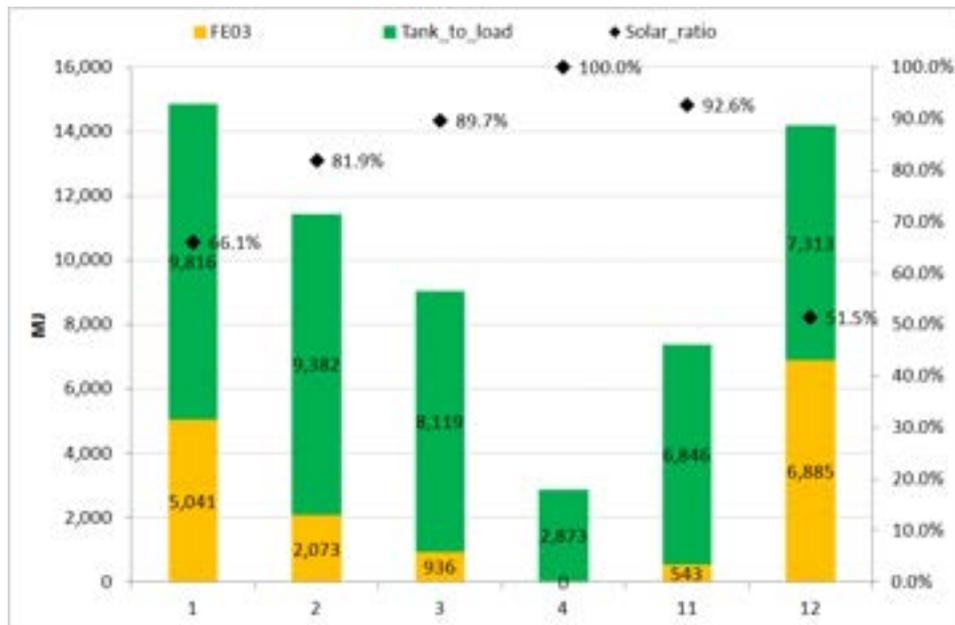


Figura 11 - Contributi energetici del solare (Tank_to_load) e della caldaia (FE03) al soddisfacimento dei fabbisogni invernali, nei diversi mesi della stagione di riscaldamento (01/11-15/04 per Roma), e relativa copertura solare.

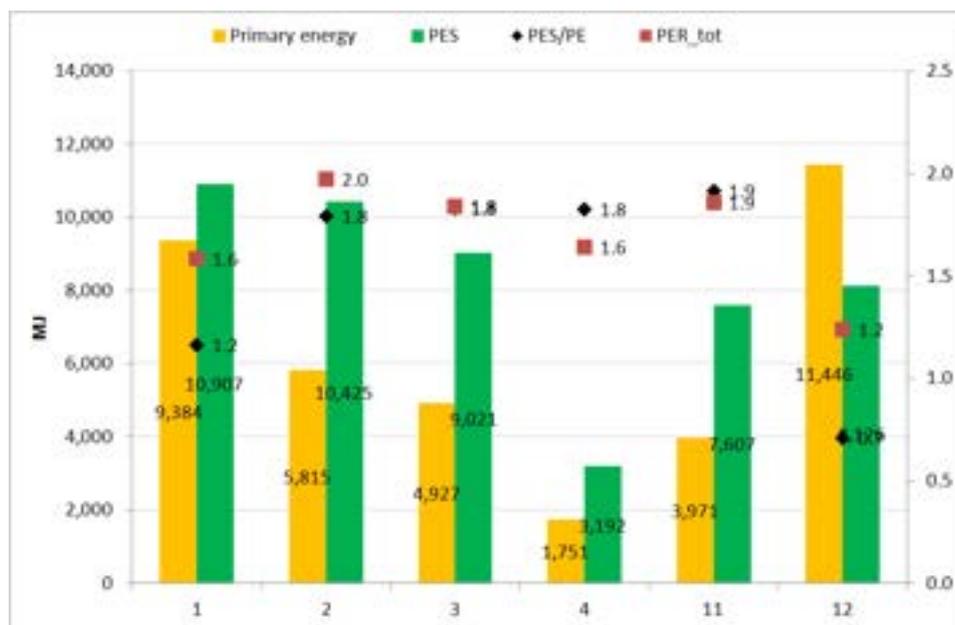


Figura 12 - Consumo totale di energia primaria (caldaia+pompe+ventilatore del dry-cooler) (Primary Energy), risparmio di energia primaria (PES, Primary Energy Saving, inteso come energia primaria che si sarebbe consumata per produrre la stessa quantità di energia solare utile all'utenza prodotta dall'impianto), rapporto tra le due grandezze (PES/PE) e rapporto di energia primaria totale (PER_tot, Primary Energy Ratio, inteso come rapporto tra fabbisogno termico dell'utenza e totale consumo di energia primaria)

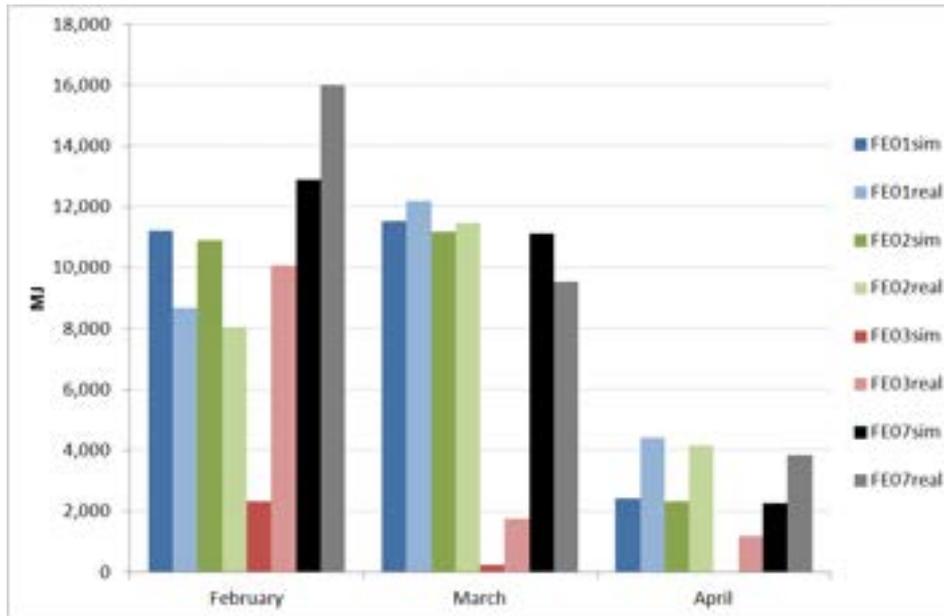


Figura 13 - Confronto fra i contributi energetici del solare a valle del dry-cooler (FE01) e a valle dello scambiatore SC01 (FE02), contributo della caldaia (FE03) e fabbisogni termici dell'utenza (FE07) ottenuti dal modello di simulazione e dal monitoraggio dei dati reali

Il confronto tra i dati energetici derivanti dalle simulazioni (utilizzando, almeno per il periodo di effettivo funzionamento dell'impianto, i dati meteo reali registrati dal sistema di monitoraggio presente presso l'edificio F92) con quelli registrati dallo stesso sistema di monitoraggio evidenzia una soddisfacente congruenza (ovviamente i dati reali dipendono da numerosi fattori difficilmente prevedibili e modellizzabili). La Figura 13 mostra una previsione del comportamento dell'impianto, fornita dal modello, soddisfacente per il mese di marzo, soprattutto durante la seconda metà del mese (a partire dalla quale la logica di regolazione e la schedulazione dell'impianto sono quelle definitive ed utilizzate nel modello stesso). A giustificazione della apprezzabile differenza nel mese di febbraio si tenga conto che, in quel periodo, logica e schedulazioni erano del tutto differenti; per aprile si tenga conto che, in ogni caso, il modello non simula perfettamente il funzionamento della logica prevista (ad esempio, le pompe P07 non sono state modellizzate, alcuni set di temperatura utilizzati differiscono leggermente da quelli descritti nella logica,...).

Una volta validato il modello, si è proceduto alla simulazione del comportamento dell'impianto al variare della dimensione fisica del serbatoio caldo e quindi al variare della capacità di accumulo (sensibile) dello stesso. Si sono svolte quindi analoghe simulazioni a quelle appena descritte con valori dell'accumulo variabili tra 1000 e 3500 litri. I risultati sono riportati nelle successive figure.

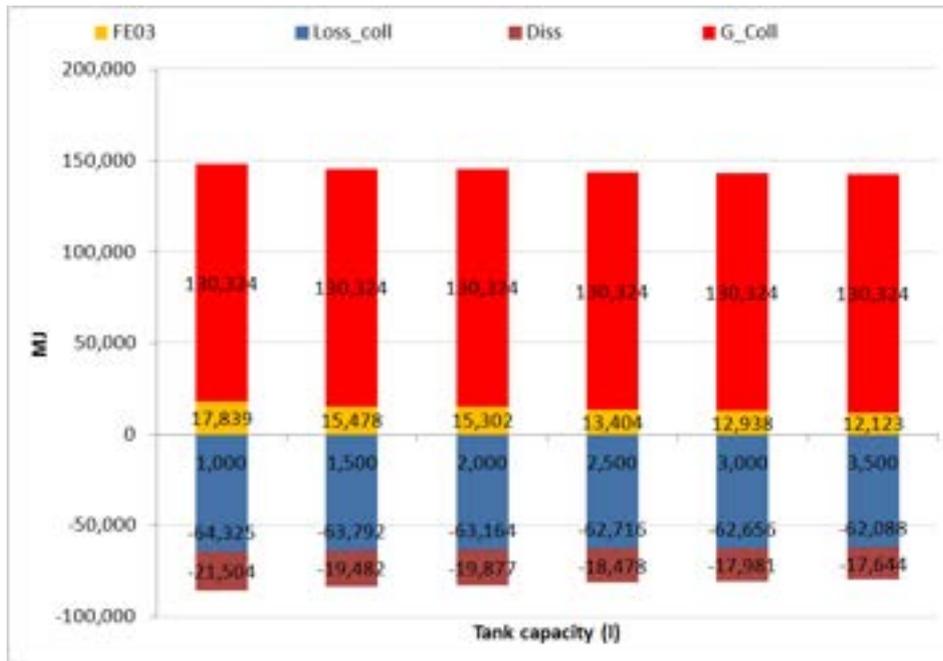


Figura 14 - Simulazioni invernali: bilancio energetico dato dalla radiazione solare incidente sul campo solare (G_{coll}), dalla quale, sottraendo le perdite dei collettori ($Loss_{coll}$) si ottiene l'energia utile prodotta dagli stessi e sottraendo ulteriormente l'energia dissipata dal dry-cooler ($Diss$) si ottiene l'energia utile indirizzata verso il serbatoio di accumulo ($FE01$ nello schema di Figura 5). $FE03$ è l'energia termica di integrazione prodotta dal generatore di calore. I dati (in MJ) sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo (in litri) e valgono per il periodo convenzionale di riscaldamento (01/11 – 15/04)

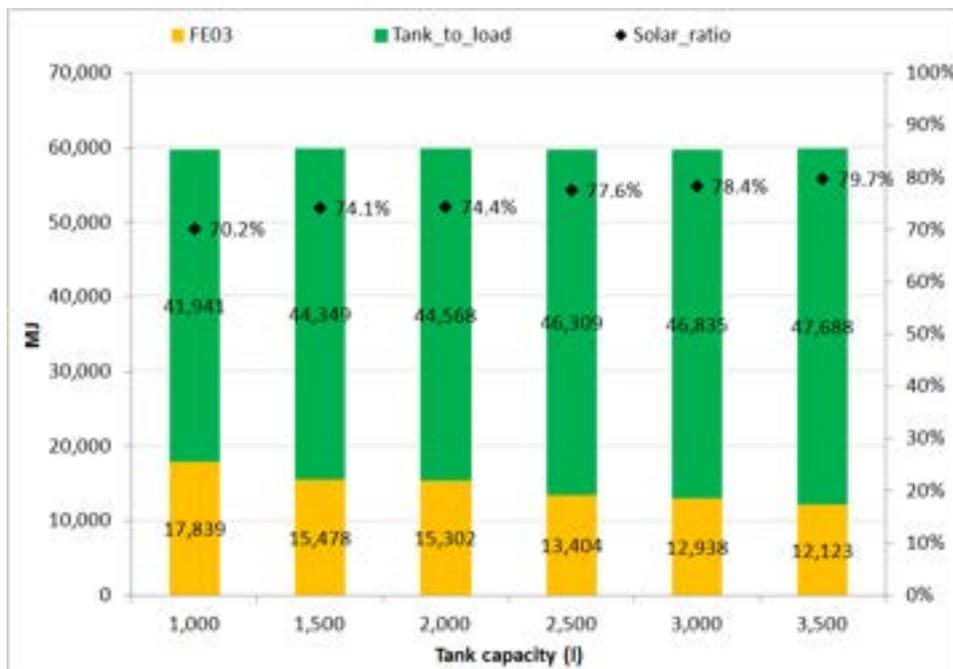


Figura 15 - Simulazioni invernali: bilancio energetico dato dall'energia fornita dal serbatoio caldo ($Tank_to_load$, energia prodotta dal campo solare all'utenza termica) ed energia termica di integrazione prodotta dal generatore di calore ($FE03$). La somma delle due quantità fornisce il fabbisogno di riscaldamento ($FE07$). I dati (in MJ) sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo (in litri) e valgono per il periodo convenzionale di riscaldamento (01/11 – 15/04)

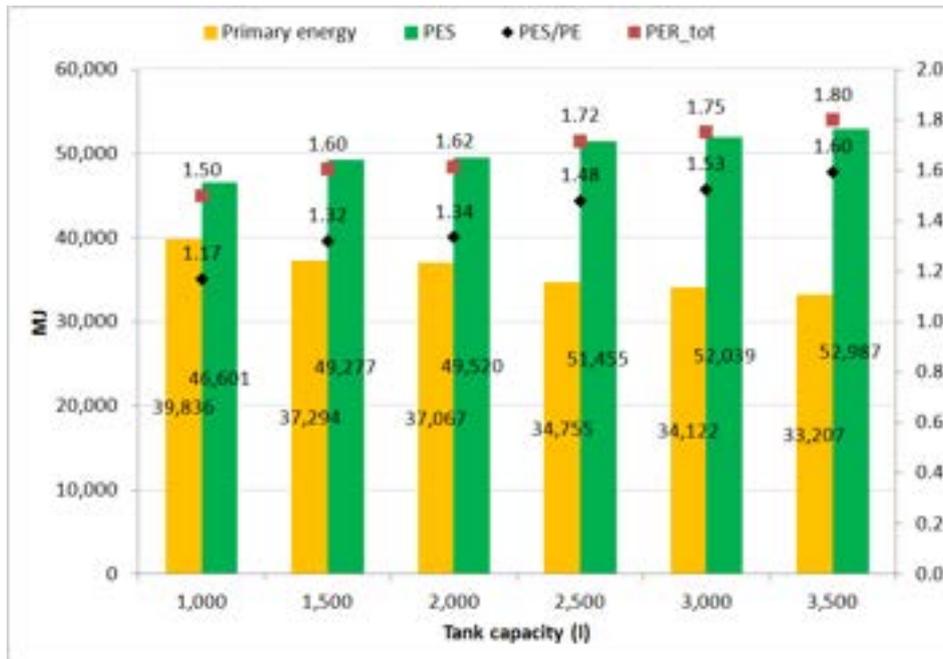


Figura 16 - Simulazioni invernali: consumo totale di energia primaria (PE, Primary Energy, relativo a caldaia+pompe+ventilatore del dry-cooler), risparmio di energia primaria (PES, Primary Energy Saving, inteso come energia primaria che si sarebbe consumata per produrre la stessa quantità di energia solare utile all'utenza prodotta dall'impianto), rapporto tra le due grandezze (PES/PE) e rapporto di energia primaria totale (PER_tot, Primary Energy Ratio, inteso come rapporto tra fabbisogno termico dell'utenza e totale consumo di energia primaria). I dati (in MJ) sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo (in litri) e valgono per il periodo convenzionale di riscaldamento (01/11 – 15/04)

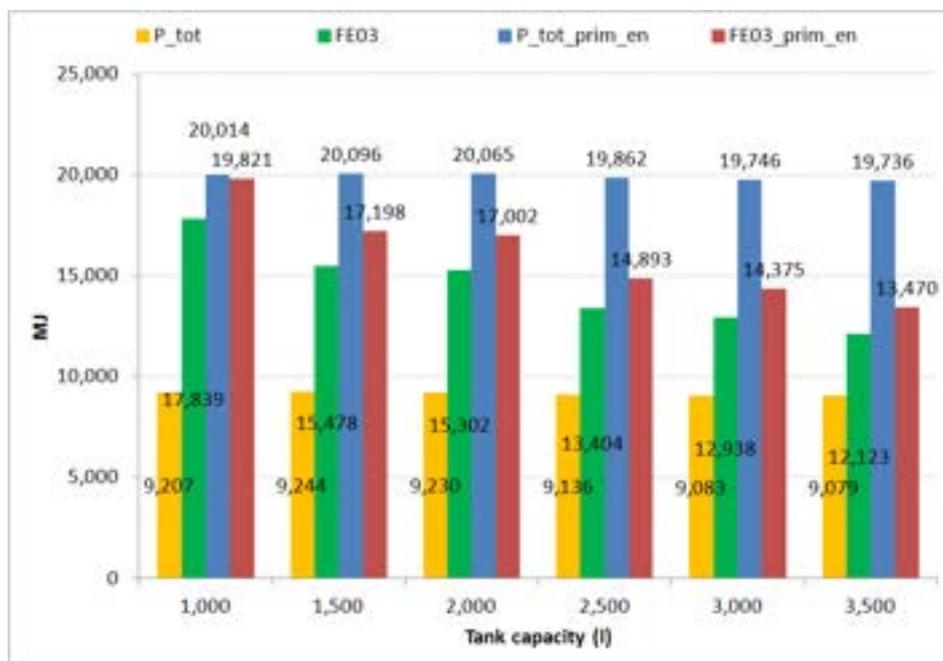


Figura 17 - Simulazioni invernali: dati relativi alla caldaia (produzione di energia termica, FE03), alle pompe+ventilatore del dry-cooler (consumo di energia elettrica totale, P_tot) e relativi consumi di energia primaria. I dati (in MJ) sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo (in litri) e valgono per il periodo convenzionale di riscaldamento (01/11 – 15/04)

L'analisi delle Figura 14÷Figura 17 evidenzia un sostanziale aumento delle prestazioni dell'impianto all'aumentare della capacità di accumulo del serbatoio solare: l'apporto di energia

termica dalla caldaia diminuisce spostandosi verso dimensioni dell'accumulo maggiori, in quanto aumenta l'apporto di energia solare (Figura 14, Figura 15). Questo è testimoniato anche dall'aumento del grado di copertura solare e soprattutto dall'aumento dell'indice PER_{tot} (dato dalla diminuzione del consumo di energia primaria, Figura 16). Quest'ultimo diminuisce in virtù sia del minor apporto della caldaia sia della minor necessità di dissipazione dell'energia solare al *dry-cooler* (con relativo minor consumo elettrico, Figura 17).

In conclusione, l'analisi del comportamento invernale dell'impianto privilegia la scelta di una taglia dell'accumulo solare pari a 3500 l.

4.1.2 Simulazioni in modalità raffrescamento

Nel funzionamento estivo dell'impianto vi sono due possibilità di confronto sulle quali discutere la successiva scelta della capacità di accumulo ottima (par. 1): si sono quindi svolte due serie di simulazioni, una al variare della capacità di accumulo del serbatoio caldo (solare) tra 1000 e 3500 litri (funzionante ad 88 °C per alimentare la macchina ad assorbimento) e l'altra al variare della capacità di accumulo del serbatoio freddo (utenze) tra 500 e 3000 litri (funzionante a 7 °C per servire i fabbisogni frigoriferi dell'edificio). Le Figura 18÷Figura 21 fanno riferimento alla prima serie, le successive Figura 22÷Figura 25 alla seconda.

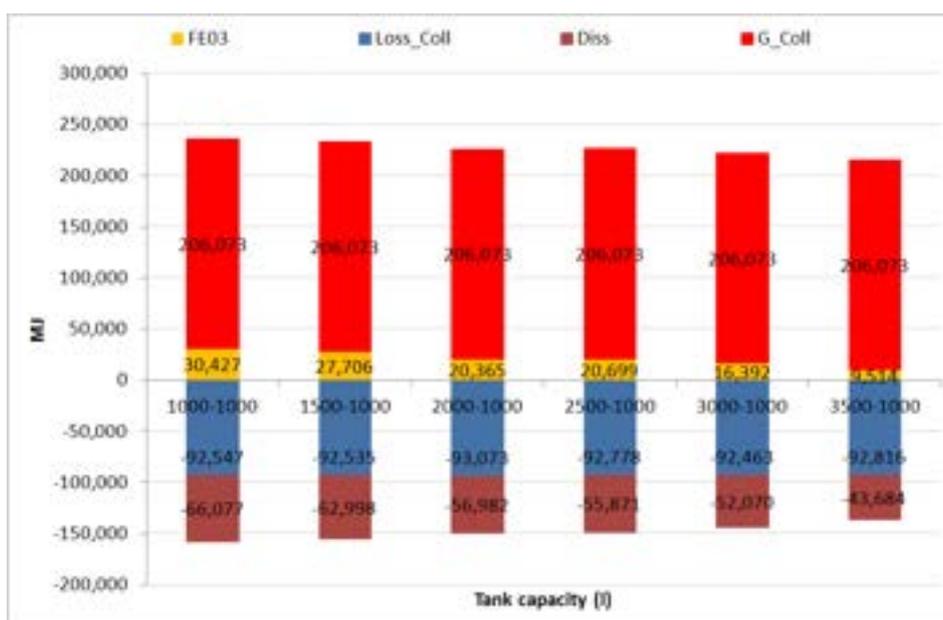


Figura 18 - Simulazioni estive: bilancio energetico dato dalla radiazione solare incidente sul campo solare (G_{coll}), dalla quale, sottraendo le perdite dei collettori ($Loss_{coll}$) si ottiene l'energia utile prodotta dagli stessi e sottraendo ulteriormente l'energia dissipata dal dry-cooler ($Diss$) si ottiene l'energia utile indirizzata verso il serbatoio di accumulo ($FE01$ nello schema di Figura 5). $FE03$ è l'energia termica di integrazione prodotta dal generatore di calore. I dati (in MJ) sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo solare (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio freddo al valore reale (1000 l) e valgono per il periodo convenzionale di raffrescamento (01/05 – 30/09)

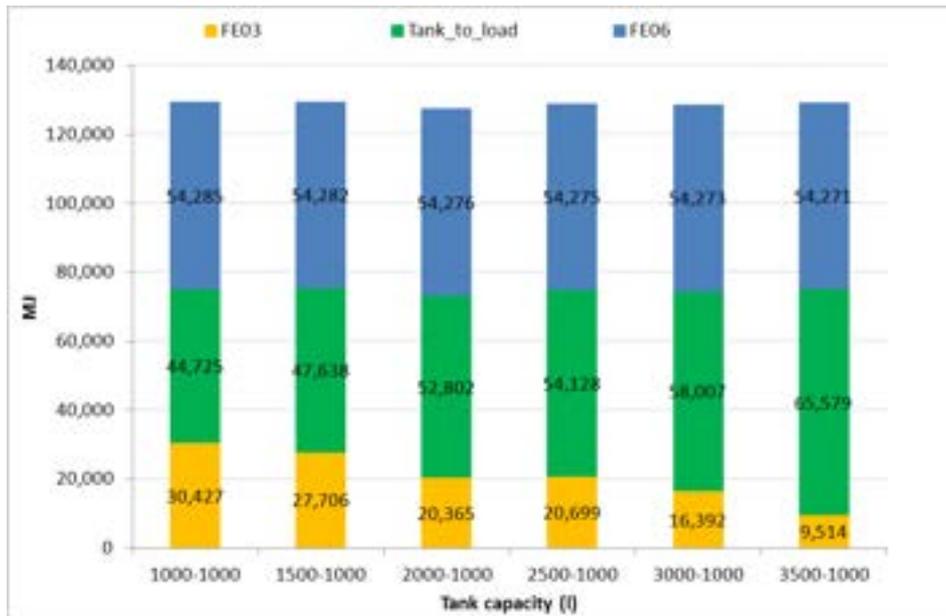


Figura 19 - Simulazioni estive: bilancio energetico dato dall'energia fornita dal serbatoio caldo (Tank_to_load, energia prodotta dal campo solare alla macchina frigorifera ad assorbimento), energia termica di integrazione (sempre indirizzata al generatore del chiller ad assorbimento) prodotta dal generatore di calore (FE03) ed energia frigorifera prodotta dalla macchina ad assorbimento (FE06). La somma delle tre quantità fornisce di fatto l'energia smaltita dal condensatore/assorbitore alla torre evaporativa. I dati (in MJ) sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo solare (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio freddo al valore reale (1000 l) e valgono per il periodo convenzionale di raffrescamento (01/05 – 30/09)

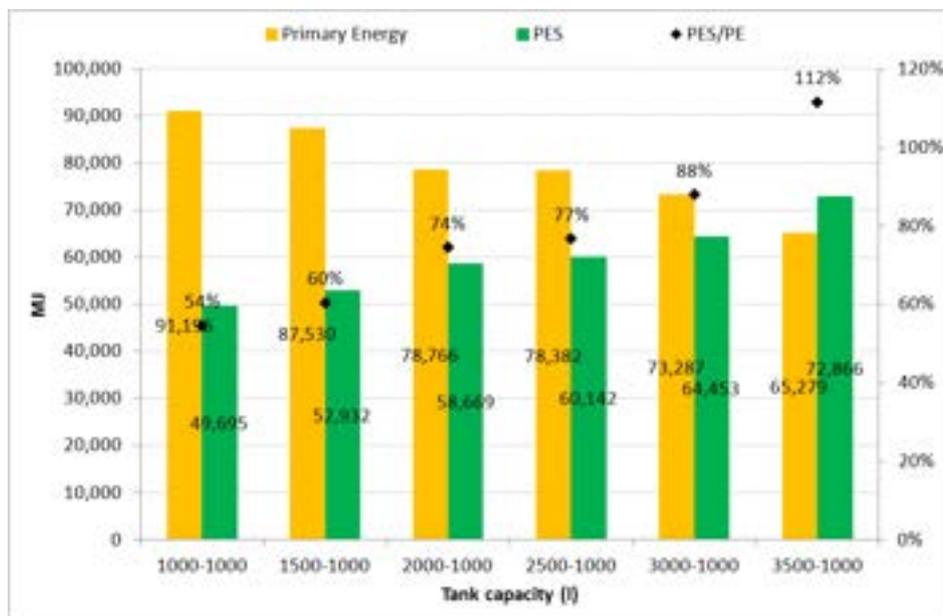


Figura 20 - Simulazioni estive: consumo totale di energia primaria (PE, Primary Energy, relativa a caldaia+pompe+ventilatore del dry-cooler+ventilatore della torre evaporativa), risparmio di energia primaria (PES, Primary Energy Saving, inteso come energia primaria che si sarebbe consumata per produrre la stessa quantità di energia solare utile prodotta dall'impianto) e rapporto tra le due grandezze (PES/PE). I dati (in MJ) sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo solare (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio freddo al valore reale (1000 l) e valgono per il periodo convenzionale di raffrescamento (01/05 – 30/09)

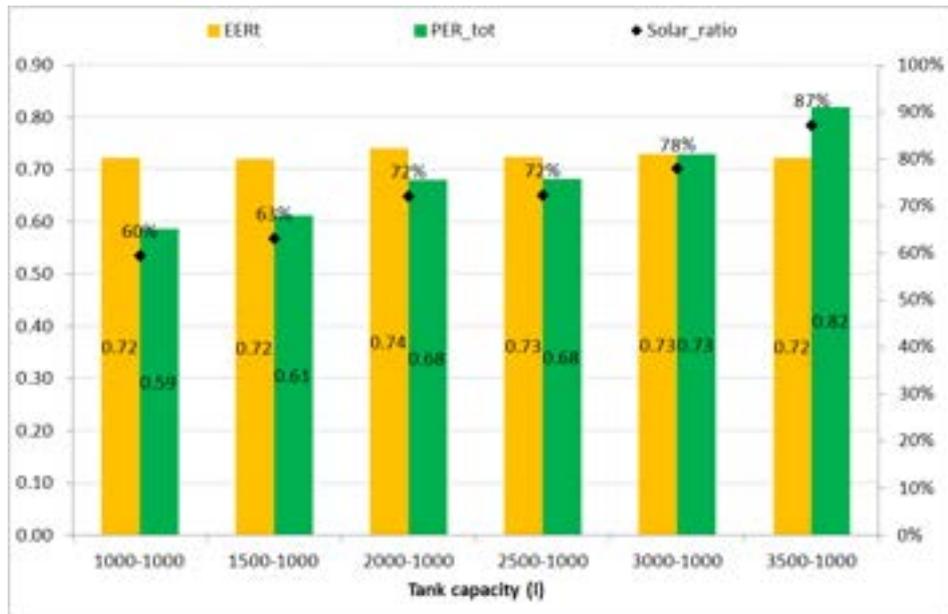


Figura 21 - Simulazioni estive: principali indici di efficienza energetica dell'impianto. EERt=Energy Efficiency Ratio termico, rapporto tra energia frigorifera prodotta ed energia termica impiegata dalla macchina ad assorbimento; PER_tot=Primary Energy Ratio, rapporto di energia primaria totale inteso come rapporto tra fabbisogno frigorifero dell'utenza (FE07) e totale consumo di energia primaria; Solar_ratio=copertura solare. I dati sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo solare (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio freddo al valore reale (1000 l) e valgono per il periodo convenzionale di raffrescamento (01/05 – 30/09)

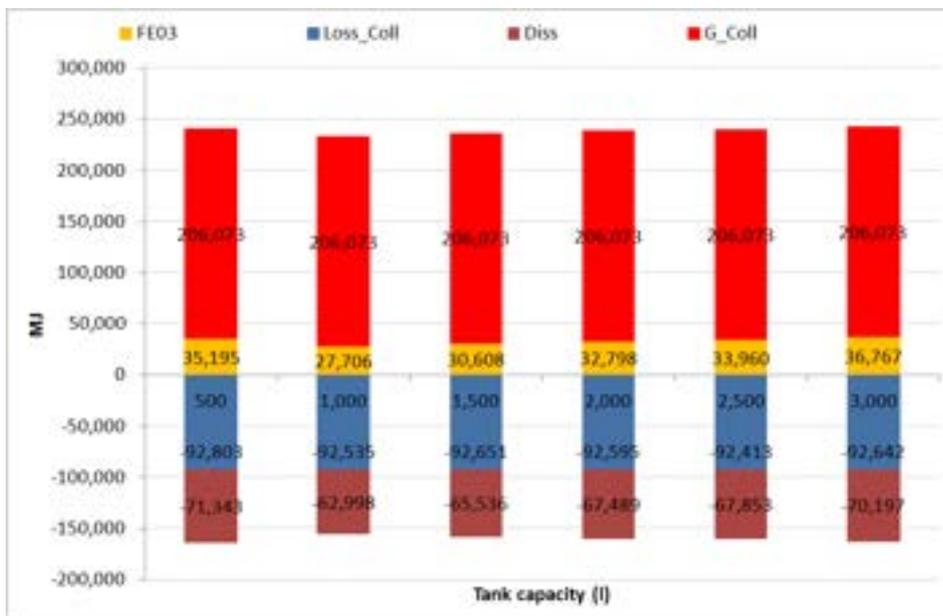


Figura 22 – Come la Figura 18 con i dati espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo freddo (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio solare al valore reale (1500 l)

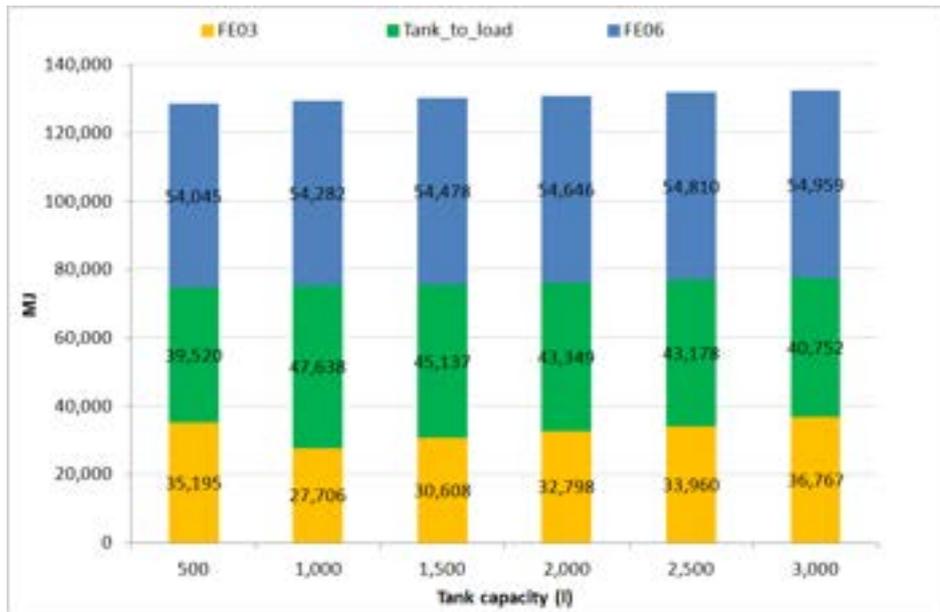


Figura 23 – Come la Figura 19 con i dati espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo freddo (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio solare al valore reale (1500 l)

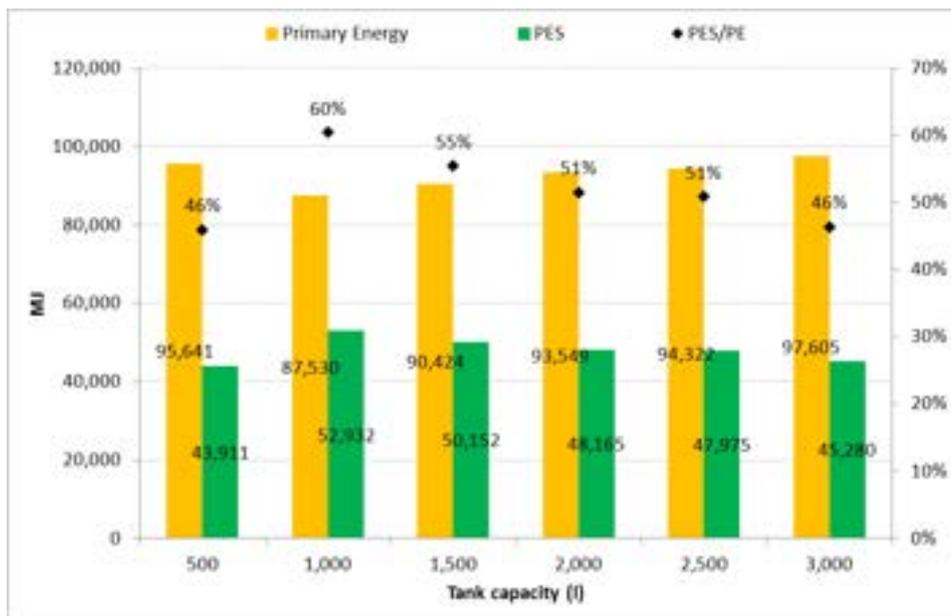


Figura 24 – Come la Figura 20 con i dati espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo freddo (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio solare al valore reale (1500 l)

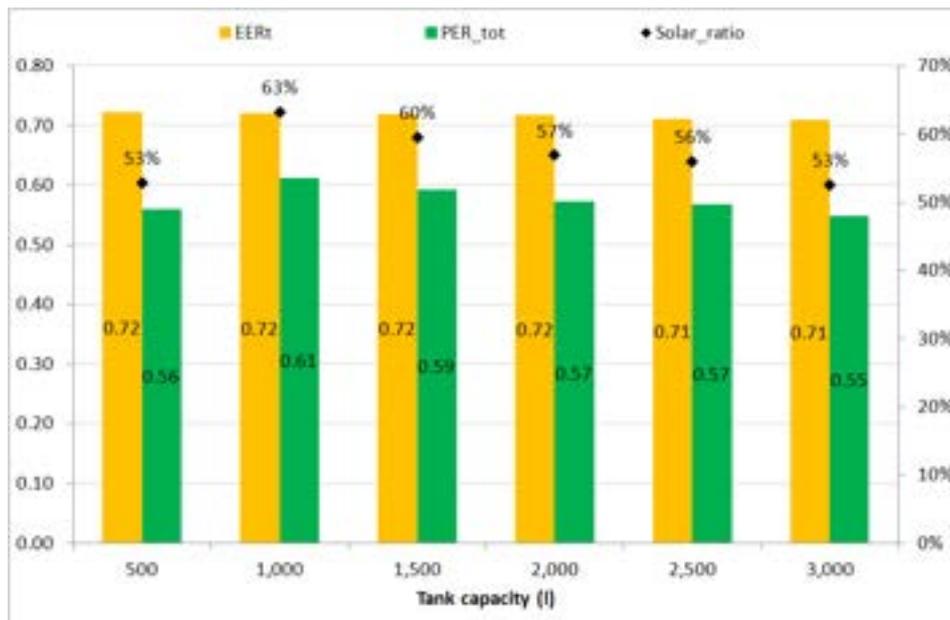


Figura 25 – Come la Figura 21 con i dati espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo freddo (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio solare al valore reale (1500 l)

Il confronto fra le figure evidenzia che:

- nel confronto “variazione dimensioni accumulo solare” vs “variazione dimensioni accumulo freddo” vince sempre la prima. Cioè il consumo di energia primaria totale (caldaia+pompe+ventilatore del *dry-cooler*+ventilatore della torre evaporativa) è sempre minore nei casi relativi al variare della dimensione dell’accumulo solare ad 88 °C rispetto a quelli relativi al variare della dimensione dell’accumulo freddo a 7 °C (Figura 20 e Figura 24);
- il consumo di energia primaria nel raffrescamento estivo risulta decisamente superiore a quello del periodo invernale, sostanzialmente il doppio: mentre il primo varia tra 73 e 97 MJ/anno, il secondo varia tra 33 e 40 MJ/anno;
- l’indice di efficienza della macchina ad assorbimento (*EERt*) migliora all’aumentare della dimensione dell’accumulo freddo nei mesi estivi centrali (quando il fabbisogno di freddo è maggiore), tuttavia sembra essere abbastanza invariante rispetto alla taglia dell’accumulo nel valore globale stagionale;
- gli indici di efficienza *PES* e *PER_tot* migliorano (crescono) all’aumentare della taglia dell’accumulo solare, mentre presentano un valore massimo al variare della taglia dell’accumulo freddo (in corrispondenza del valore reale di 1000 l);
- la soluzione energeticamente migliore risultante dalle simulazioni estive (miglior *PES* e *PER_tot*) si ha con un accumulo solare di 3500 l ed un accumulo freddo delle dimensioni pari a quello esistente (1000 l).

4.1.3 Risultati annuali

Si sono poi valutati i risultati in termini di fabbisogno di energia primaria complessivo annuo per la climatizzazione estiva ed invernale, sommando i valori relativi a tutti casi presi in esame: serbatoio solare variabile tra 1000 e 3500 litri (funzionante a 45 °C nel periodo 01/11 – 15/04 ed 88 °C nel

periodo 01/05 – 30/09) e serbatoio freddo funzionante a 7 °C ovviamente nel solo periodo 01/05 – 30/09. I risultati sono riportati in Figura 26.

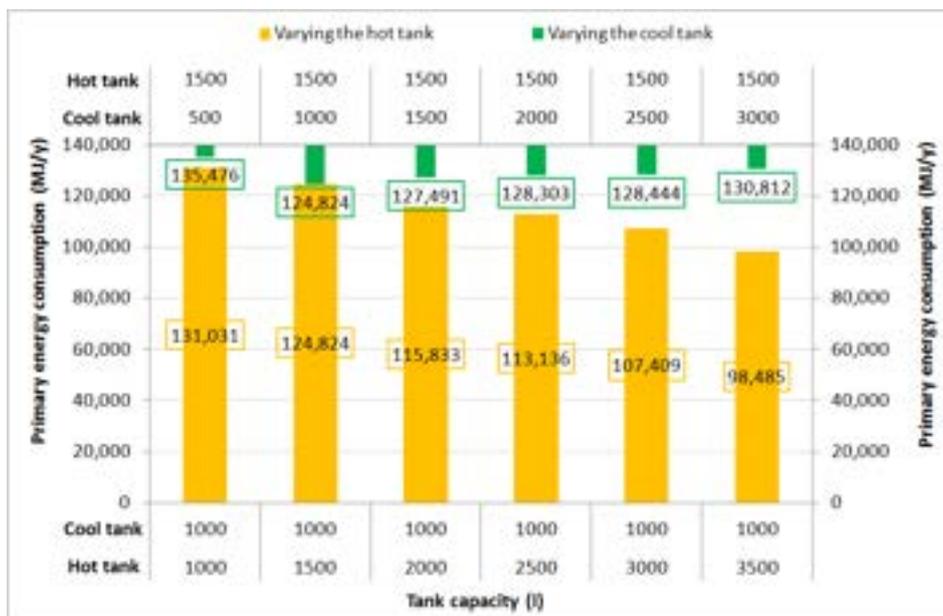


Figura 26 - Simulazioni annuali: consumo totale di energia primaria al variare della capacità del serbatoio di accumulo solare mantenendo costante la dimensione del serbatoio freddo (istogrammi ocra, asse orizzontale inferiore) e consumo totale di energia primaria al variare della capacità del serbatoio di accumulo freddo mantenendo costante la dimensione del serbatoio solare (istogrammi verdi, asse orizzontale superiore)

La soluzione energeticamente maggiormente conveniente risulta essere, dalle considerazioni sopra esposte, quella relativa ad un accumulo solare di 3500 l ed un accumulo freddo di 1000 l. Di più: ad eccezione della soluzione 1000-1000 litri, tutte le soluzioni al variare della taglia dell’accumulo solare risultano energeticamente migliori della situazione dell’impianto reale (1500 l serbatoio solare – 1000 l serbatoio freddo).

5 Valutazioni economiche

I risultati dell’analisi energetica vanno interpretati anche alla luce di una seppur molto semplice valutazione economica, per verificare l’opportunità della scelta finale di dimensionamento degli accumuli dell’impianto. La Tabella 2 riporta le ipotesi di partenza in termini di costo dell’impianto *as is* (ipotizzato pari a 30000 € secondo l’esperienza degli autori), costo dell’ipotetico impianto “tradizionale” di confronto (caldaia a gas al posto dell’impianto solare), costo del gas naturale, tasso d’interesse e periodo temporale dell’analisi economica. Per dare maggior ampiezza di validità al confronto, questo viene effettuato in due casi, cioè con differenza del costo d’investimento nei due impianti pari al 30% e 60% rispetto al costo dell’impianto attuale. Le successive Tabella 3 e Tabella 4 riportano, per le diverse dimensioni degli accumuli analizzate, i risparmi annuali economici ed in termini di gas naturale dell’impianto di *solar heating* e *cooling* rispetto a quello di confronto.

Tabella 2 – Dati di input per l'analisi economica. Il costo dell'impianto è al lordo del costo del serbatoio solare da 1500 l (i costi dei serbatoi vengono riportati nelle successive Tabella 3 e Tabella 4). La % di differenza nel costo d'investimento s'intende rispetto all'impianto attuale (al netto del costo del serbatoio solare) per il soddisfacimento degli stessi fabbisogni termici e frigoriferi (sono contemplati due casi, 30% e 60% di differenza di costo d'investimento, essendo il secondo più cautelativo nel confronto economico)

Solar plant cost (€)	% difference cost	Boiler plant cost (€)	% difference cost	Boiler plant cost (€)	NG cost (€/Nm ³)	Interest rate	Period (y)
30000	30%	19740	60%	11280	0.8638	3.0%	15

Tabella 3 – Dati di input per l'analisi economica. Costi dei serbatoi al variare della dimensione dell'accumulo solare e risparmi di gas ed economici dell'impianto reale rispetto a quello "tradizionale" di confronto

Hot tank		Cool tank			
Tank capacity (l)	Tank cost (€)	Tank capacity (l)	Tank cost (€)	Prim. En. Saved (Nm ³ /y)	Prim. En. Saved (€/y)
1000	1500	1000	1500	2816	2432
1500	1800	1000	1500	2989	2582
2000	2100	1000	1500	3163	2733
2500	2400	1000	1500	3263	2819
3000	2600	1000	1500	3406	2942
3500	2800	1000	1500	3680	3179

Tabella 4 – Dati di input per l'analisi economica. Costi dei serbatoi al variare della dimensione dell'accumulo freddo e risparmi di gas ed economici dell'impianto reale rispetto a quello "tradizionale" di confronto

Hot tank		Cool tank			
Tank capacity (l)	Tank cost (€)	Tank capacity (l)	Tank cost (€)	Prim. En. Saved (Nm ³ /y)	Prim. En. Saved (€/y)
1500	1800	500	1000	2647	2286
1500	1800	1000	1500	2989	2582
1500	1800	1500	1800	2914	2517
1500	1800	2000	2100	2913	2516
1500	1800	2500	2400	2924	2526
1500	1800	3000	2600	2873	2482

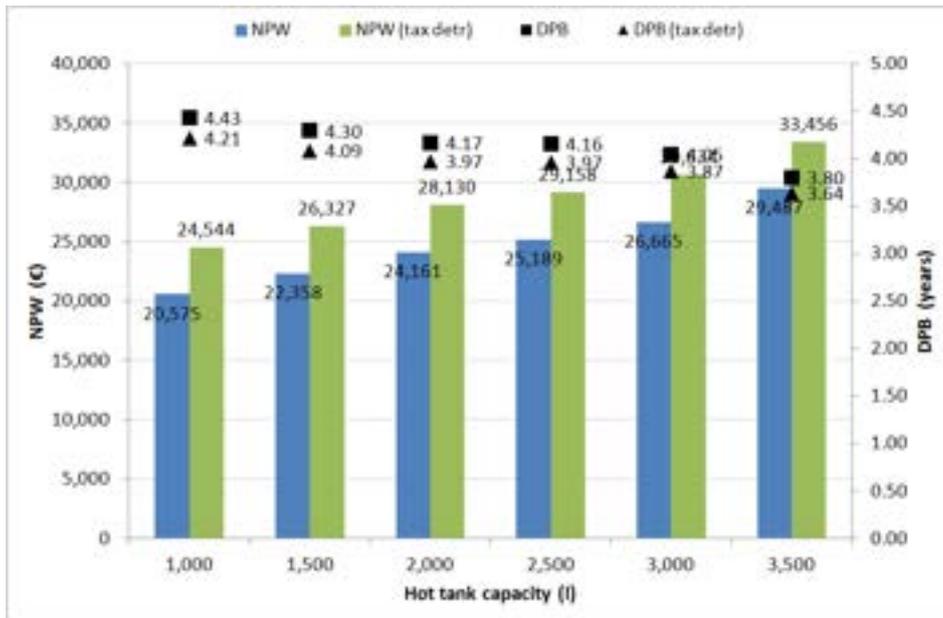


Figura 27 – Valore attuale netto e tempo di ritorno scontato dell’investimento dell’impianto di solar heating e cooling rispetto ad un impianto tradizionale al variare della capacità del serbatoio di accumulo solare, mantenendo costante la dimensione del serbatoio freddo al valore reale (1000 l). I risultati sono riportati anche nel caso di detrazione fiscale del 55% in dieci anni (caso differenza del costo d’investimento pari al 30% del costo dell’impianto di solar heating and cooling)

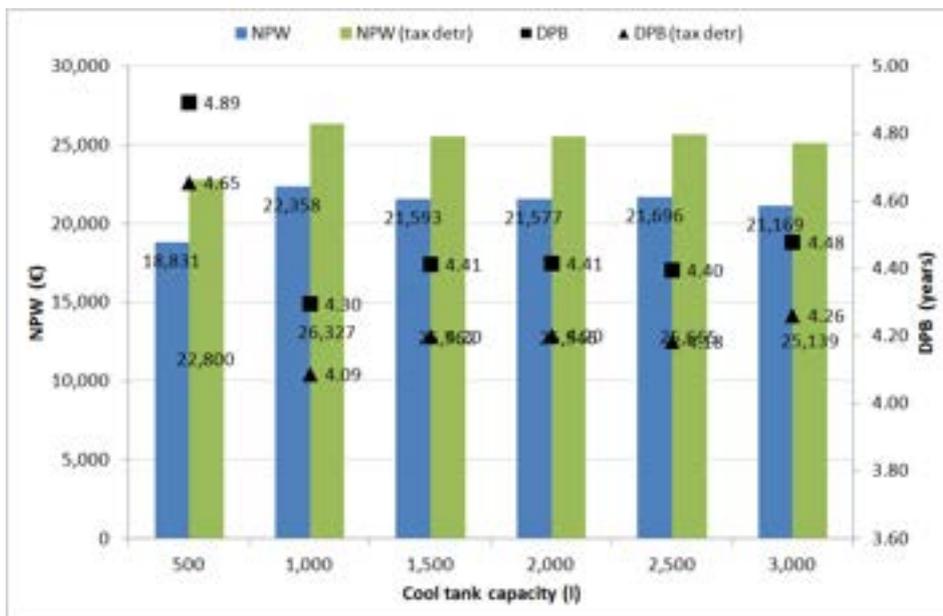


Figura 28 - Valore attuale netto e tempo di ritorno scontato dell’investimento dell’impianto di solar heating e cooling rispetto ad un impianto tradizionale al variare della capacità del serbatoio di accumulo freddo mantenendo costante la dimensione del serbatoio solare al valore reale (1500 l). I risultati sono riportati anche nel caso di detrazione fiscale del 55% in dieci anni (caso differenza del costo d’investimento pari al 30% del costo dell’impianto di solar heating and cooling)

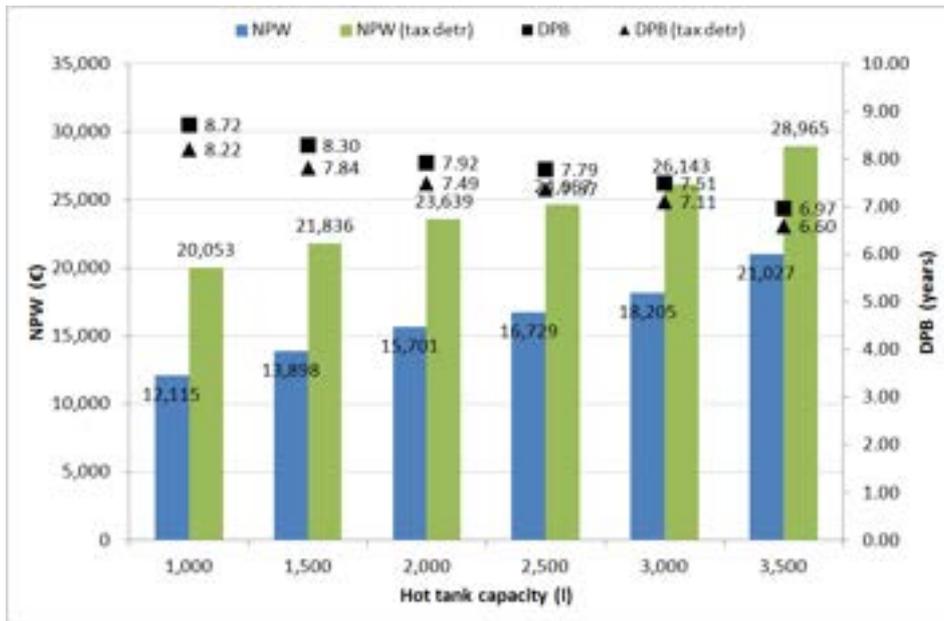


Figura 29 – Idem come Figura 27, caso differenza del costo d’investimento pari al 60% del costo dell’impianto di solar heating and cooling

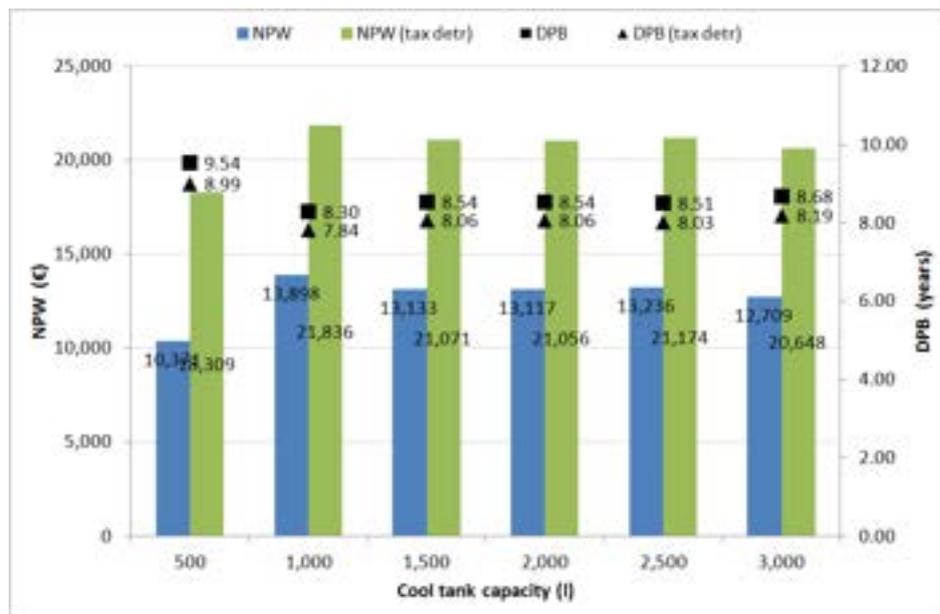


Figura 30 – Idem come Figura 28, caso differenza del costo d’investimento pari al 60% del costo dell’impianto di solar heating and cooling

I risultati dell’analisi, in termini di valore attuale netto (*NPW, Net Present Worth*) e di tempo di ritorno scontato (*DPB, Discounted PayBack*) sono riportati nelle Figura 27 e Figura 28 nel caso di una differenza dei costi d’investimento tra i due impianti pari al 30% ed in Figura 29 e Figura 30 nel caso, più cautelativo, di una differenza maggiore, pari al 60%. Tali risultati confermano, di fatto, la bontà della scelta emersa anche dall’analisi energetica: un accumulo solare di 3500 l ed uno freddo di 1000 l consentono i migliori risultati sia in termini di valore attuale netto differenziale che di tempo di ritorno differenziale. La capacità di accumulo di energia termica con un serbatoio di 3500 l è di circa 73 MJ (ipotizzando un ΔT tra acqua in ingresso ed in uscita pari a 5 °C).

6 Considerazioni sui materiali PCM e scelta finale

In termini di materiali a cambiamento di fase ci si è concentrati sui prodotti forniti dall'azienda Phase Change Material Product Limited (UK, www.pcmproducts.net), in particolare sui sali idrati della serie S89-S7. I sali idrati possono essere visti come leghe di sali ed acqua che formano un tipico solido cristallino indicato da una formula generale $AB \cdot nH_2O$. La liquefazione e la solidificazione sono in realtà una disidratazione e idratazione del sale. Risultano essere la categoria di PCM inorganici più importante e più approfonditamente studiata grazie ai molti vantaggi derivanti da un loro utilizzo come materiali per accumuli a calore latente:

- elevato calore latente per unità di volume;
- elevata conduttività termica;
- ridotta variazione di volume durante la variazione di fase;
- bassa corrosività;
- compatibilità con le plastiche;
- minor costo rispetto alle paraffine.

Tra gli svantaggi derivanti dal loro utilizzo in accumuli a cambiamento di fase: la fusione incongruente ed il sottoraffreddamento [6].

Su suggerimento del costruttore, ci si è rivolti a questo tipo di materiali anche per la possibilità di incapsulamento in pratici tubi in HDPE del diametro di 5 cm, lunghi 1 m (Figura 31).



Figura 31 – Tubi della Phase Change Material Product Limited disposti entro un serbatoio di accumulo (www.pcmproducts.net)

Tabella 5 – Principali proprietà dei sali idrati in tubo della Phase Change Material Product Limited (www.pcmproducts.net)

Tipo PCM	Temperatura cambiamento di fase (°C)	Massa (kg/tubo)	Capacità termica latente (kJ/tubo)	Capacità termica serbatoio (MJ/m ³)	Calore specifico (kJ/(kg °C))
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>
S89	89	2.7	446.4	198	2.48
S83	83	2.8	428.4	187.2	2.31
S72	72	2.9	406.8	180	2.13
S58	58	2.7	446.4	198	2.55
S50	50	2.8	291.6	129.6	1.59
S46	46	2.8	532.8	234	2.41

S44	44	2.8	291.6	129.6	1.61
S34	34	3.6	410.4	180	2.1
S32	32	2.6	486	212.4	1.91
S30	30	2.4	475.2	208.8	1.9
S27	27	2.7	522	230.4	2.2
S25	25	2.7	514.8	226.8	2.2
S23	23	2.7	514.8	226.8	2.2
S21	22	2.7	514.8	226.8	2.2
S19	19	2.7	392.4	172.8	1.9
S17	17	2.7	385.2	169.2	1.9
S15	15	2.7	381.6	169.2	1.9
S13	13	2.7	378	165.6	1.9
S10	10	2.6	367.2	162	1.9
S8	8	2.6	367.2	162	1.9
S7	7	2.6	367.2	162	1.9

Tabella 6 – Risultati della capacità di accumulo in modalità cooling dei diversi sistemi Phase Change Material Product Limited e relativi costi globali

Tipo PCM	N. tubi	Capacità accumulo (l)	Capacità accumulo in modalità cooling (kJ/tubo)	Capacità accumulo in modalità cooling (MJ)	Autonomia chiller assorbimento (h)	Costo tubi (GBP)* *(12.5 GBP/tubo)
	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>I</i>	<i>J</i>	<i>K</i>
S89	155	198	446	39	0.4	1933
S83	161	221	467	45	0.5	2014
S72	170	261	512	59	0.7	2121
S58	155	283	660	83	0.9	1933
S50	237	490	465	101	1.1	2959
S46	130	291	823	105	1.2	1619
S44	237	542	494	119	1.3	2959
S34	168	502	826	182	2.0	2102
S32	142	385	769	129	1.4	1775
S30	145	397	744	130	1.4	1816
S27	132	392	890	154	1.7	1653
S25	134	415	895	164	1.8	1676
S23	134	431	907	172	1.9	1676
S21	134	439	913	177	2.0	1676
S19	176	658	752	218	2.4	2199
S17	179	719	755	238	2.6	2240
S15	181	760	761	257	2.8	2261
S13	183	842	768	283	3.1	2283
S10	188	934	757	312	3.5	2350
S8	188	1002	767	339	3.8	2350
S7	188	1040	772	354	3.9	2350

Per la scelta del tipo di materiale da utilizzare e del relativo dimensionamento del serbatoio di accumulo solare si è proceduto tenendo conto che:

- esiste un vincolo esterno al dimensionamento del serbatoio a PCM, dato dal budget a disposizione per la fornitura, pari a 8000 EUR (dato ENEA);
- il fornitore Phase Change Material Product Limited¹ ha fornito le principali caratteristiche termofisiche dei materiali (Tabella 5) ed i relativi costi: 12.5 GBP/tubo + 495 GBP di costi di gestione e documentazione + 895 GBP di costi di consegna;
- sulla scorta di tali dati si sono calcolate le colonne della Tabella 6, secondo la seguente procedura di calcolo (le lettere utilizzate nelle formule fanno riferimento alla Tabella 5 e Tabella 6):

- a) si è stabilita la capacità dell'accumulo (in MJ) in modalità di funzionamento invernale dell'impianto in termini di "ore di autonomia dell'accumulo solare nelle condizioni di massimo carico" (carico di progetto q_{prog} da simulazioni Trnsys in assenza di guadagni interni, pari a 19.2 kW):

$$Q[\text{MJ}] = q_{prog}[\text{kW}] \cdot \text{autonom}[\text{h}] \cdot 3.6 = 19.2 \cdot 1 \cdot 3.6 = 173 \text{ MJ}$$

autonom è evidentemente una variabile indipendente, il cui valore di 1 h è quello che corrisponde ai risultati di Tabella 6 e che quindi consente di rimanere, almeno per i due materiali S46 e S89 (che fondono alle temperature utili ai fini del presente progetto), nell'intorno del budget a disposizione, fornendo un valore di capacità termica di accumulo circa pari a quello calcolato come ottimo dalle simulazioni in precedenza descritte;

- b) il numero di tubi F risulta essere quindi:

$$F = \frac{Q[\text{MJ}] \cdot 1000 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{MJ}} \right]}{C \left[\frac{\text{kJ}}{\text{tubo}} \right]}$$

- c) la capacità di accumulo del serbatoio in litri G risulta quindi legata sia al contributo latente che a quello sensibile:

$$G[\text{l}] = \frac{Q[\text{MJ}]}{D \left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} \right] + (A - 45)[^\circ\text{C}] \cdot E \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right] \cdot \frac{1}{1000} \left[\frac{\text{MJ}}{\text{kJ}} \right] \cdot \frac{B \left[\frac{\text{kg}}{\text{tubo}} \right]}{\frac{\pi}{4} \cdot 0.05^2 \cdot 1 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{tubo}} \right]}} \cdot 1000 \left[\frac{\text{l}}{\text{m}^3} \right]$$

dato il valore di 45 °C come temperatura di funzionamento dell'accumulo solare in modalità invernale;

- d) posto il valore di 88 °C come temperatura di funzionamento dell'accumulo solare in modalità estiva e la potenza termica nominale di 25.12 kW di alimentazione al generatore della macchina ad assorbimento [7], la capacità di accumulo del singolo tubo in modalità *cooling* (H) risulta essere la somma del contributo latente e di quello sensibile:

¹ Phase Change Material Product Limited

Unit 32, Mere View Industrial Estate, Yaxley, Cambridgeshire, PE7 3HS, United Kingdom

Tel: +44-(0)-1733 245511 - Fax:+44-(0)-1733 243344 - e-mail:info@pcmproducts.net - www.pcmproducts.net

$$H \left[\frac{\text{kJ}}{\text{tubo}} \right] = C \left[\frac{\text{kJ}}{\text{tubo}} \right] + (88 - A) [\text{°C}] \cdot E \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg °C}} \right] \cdot B \left[\frac{\text{kg}}{\text{tubo}} \right]$$

e) la capacità complessiva del serbatoio solare in modalità *cooling* (I) risulta:

$$I [\text{MJ}] = \frac{G [\text{l}]}{1000 \left[\frac{\text{l}}{\text{m}^3} \right]} \cdot \frac{D \left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} \right]}{C \left[\frac{\text{kJ}}{\text{tubo}} \right]} \cdot 1000 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{MJ}} \right] \cdot \frac{H \left[\frac{\text{kJ}}{\text{tubo}} \right]}{1000 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{MJ}} \right]}$$

f) l'autonomia del serbatoio solare a PCM nell'alimentare la macchina ad assorbimento (J) risulta quindi:

$$J [\text{h}] = \frac{I [\text{MJ}] \cdot 1000 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{MJ}} \right]}{25.12 [\text{kW}] \cdot 3600 \left[\frac{\text{s}}{\text{h}} \right]}$$

g) infine, il costo dei tubi (K) è dato dal costo unitario (pari a 12.5 GBP/tubo, 1 GBP = 1.28 EUR settembre 2012) moltiplicato il numero di tubi per i diversi materiali. A questo vanno sommati i costi fissi citati in precedenza relativi alla fornitura del materiale PCM ed il costo del serbatoio nel quale alloggiare i tubi, che verrà fornito a parte. Per quest'ultima voce si è assegnato il valore dell'offerta economica del fornitore Zani SpA², 2300 EUR + IVA.

Limitando la scelta dei materiali a cambiamento di fase tra:

- materiale con temperatura di fusione più vicina alla temperatura di funzionamento dell'accumulo solare nel caso invernale (S46)
- materiale con temperatura di fusione più vicina alla temperatura di funzionamento dell'accumulo solare nel caso estivo (S89)

dai risultati esposti pare opportuna la scelta di un accumulo solare a PCM S46. Tale scelta appare giustificata anche sulla scorta della comunicazione fornita dal costruttore Phase Change Material Product Limited stesso: il tubo riempito con materiale S89 non garantisce la stabilità del comportamento dell'HDPE a quelle temperature in maniera continuativa.

In conclusione, le caratteristiche dell'accumulo PCM derivante dalla procedura di calcolo sopra descritta sono:

- **accumulo da 291 l;**
- **materiale PCM e n. tubi: S46 - 130 tubi;**
- **capacità dell'accumulo nel funzionamento invernale: 69³ MJ in grado di coprire il carico di progetto per 1 h;**
- **capacità dell'accumulo nel funzionamento estivo: 105 MJ in grado di alimentare a potenza nominale la macchina frigorifera ad assorbimento per 1.2 h.**

² Zani SpA

Viale del Lavoro 18, 45100, Rovigo, Italia

Tel:+39 0425 474815 - Fax:+39 0425 474319 - www.zani.it

³ Tale valore è sostanzialmente analogo al valore di capacità di accumulo ottimo trovato dalle simulazioni in precedenza descritte

Dovendo tener conto del vincolo di 8000 EUR sul budget a disposizione e dei vincoli costruttivi relativi alla distribuzione dei tubi sulla sezione delle piastre forate, l'ordine del serbatoio risulta così costituito (Tabella 7):

- **accumulo da 1000 l;**
- **materiale PCM e n. tubi: S46 - 130 tubi;**
- **capacità dell'accumulo nel funzionamento invernale: 69 MJ in grado di coprire il carico di progetto per 1 h;**
- **capacità dell'accumulo nel funzionamento estivo: 105 MJ in grado di alimentare a potenza nominale la macchina frigorifera ad assorbimento per 1.2 h.**
- **costo complessivo della fornitura: 8000 EUR⁴.**

Tabella 7 – Dati riassuntivi del serbatoio con materiale PCM da ordinare a Prisma Engineering (1 GBP = 1.28 EUR settembre 2012)

N. tubi	Capacità accumulo (l)	Costo tubi (GBP, IVA escl.)	Costi di gestione e documentaz. (GBP, IVA escl.)	Costi di consegna (GBP, IVA escl.)	Costo serbatoio + trasporto (EUR, IVA escl.)	Costo totale accumulo (EUR, IVA escl.)	Costo totale accumulo (EUR, IVA incl.)
130	1000	1619	495	895	2300+120	7179.20	7564

⁴ Comprensivo del compenso della ditta fornitrice: PRISMA ENGINEERING S.r.l.
Via XI Febbraio n. 2/a - 35020 Villatora di Saonara (PD)
Tel. 049/8798500 - Fax. 049/8791368 - email: info@prismaengineering.it

Bibliografia

- 1 AA.VV., 1985, TEST REFERENCE YEAR TRY, Data Sets for Computer Simulations of Solar Energy Systems and Energy Consumption in Buildings. Commission of the European Communities, Directorate General XII for Science, Research and Development
- 2 Calabrese A., 2012, Relazione descrittiva logica di regolazione edificio F-92. Funzionamento invernale: solar heating, documento interno ENEA (RELAZIONE_LOGICA_REGOLAZIONE_F92_rev_2.docx)
- 3 Calabrese A., 2012, Relazione descrittiva logica di regolazione edificio F-92. Funzionamento estivo: solar cooling, documento interno ENEA (LOGICA_REGOLAZIONE_F92_ESTATERev_0)
- 4 Calabrese A., 2011, Layout sottoservizi esterni: termo dotto – cavidotto – gasdotto, documento interno ENEA
- 5 Calabrese A., Trinchieri R., Simonetti A., 2011, Solar heating and cooling innovativo su edificio F92, Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA, Report RdS/2011/250
- 6 Sharma A., Tyagi V.V., Chen C.R., Buddhi D., 2007, Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 13, pp. 318–345
- 7 Maya SpA, Gruppo refrigerante alimentato ad acqua calda, Specifiche tecniche WFC-SC 5, Ver. 03.10

Il Responsabile scientifico

Prof. Renato Lazzarin