



Ricerca di Sistema elettrico

Studio e valutazione teorico-sperimentale di interventi per ottimizzare l'efficienza di sistemi di accumulo

F. D'Annibale, A. Lattanzi, M. Morlacca

STUDIO E VALUTAZIONE TEORICO-SPERIMENTALE DI INTERVENTI PER OTTIMIZZARE LO SCAMBIO TERMICO ALL'INTERNO DI SERBATOI DI ACCUMULO

F. D'Annibale, A. Lattanzi, M. Morlacca - ENEA

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia

Obiettivo a.3: Sviluppo dei Sistemi di Accumulo per la ottimizzazione e l'integrazione di tecnologie atte all'utilizzo/conversione di energia di origine solare, ambientale o da cascami termici in energia elettrica, termica e frigorifera

Responsabile del Progetto: G. Boccardi, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI	5
2.1 STATO DELL'ARTE DELL'ACCUMULO TERMICO	5
2.2 NUOVE PROVE SPERIMENTALI CON PCM.....	8
2.2.1 <i>L'impianto HETNA-PCM</i>	8
2.2.2 <i>Realizzazione del contenitore anulare</i>	12
2.2.3 <i>Matrice sperimentale</i>	13
2.2.4 <i>Transitori di temperatura sperimentali</i>	15
2.2.5 <i>Deterioramento del PCM-S46 (sale idrato)</i>	24
2.3 PRIMA SCHEMATIZZAZIONE DEL CICLO TIPICO	25
2.4 PROGRAMMA DI SIMULAZIONE DEL CICLO.....	27
2.4.1 <i>Impostazione della simulazione</i>	27
2.4.2 <i>Simulazione dell'elemento cilindrico di PCM</i>	27
2.4.3 <i>Simulazione dell'elemento cilindrico di PCM in geometria anulare</i>	30
2.4.4 <i>Simulazione degli altri componenti</i>	31
2.4.5 <i>Modello provvisorio del campo solare</i>	32
2.4.6 <i>Modello provvisorio della pompa di calore ad assorbimento</i>	32
2.4.7 <i>Modello provvisorio dell'acqua sanitaria</i>	32
2.4.8 <i>Modello provvisorio della pompa di calore a CO₂</i>	33
2.5 SIMULAZIONE DELLE PROVE SPERIMENTALI CON PCM.....	33
2.6 SIMULAZIONE DEL CICLO COMPLETO	37
3 CONCLUSIONI	39
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	40
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	40

Sommario

E' stata studiata sperimentalmente, in piccola scala, la risposta di serbatoi di accumulo a variazioni improvvise della temperatura dell'acqua in ingresso. Il confronto è stato effettuato sia tra due tipi di contenitori riempiti di PCM (uno cilindrico e uno anulare) inseriti in un vessel con l'acqua entrante dal basso, sia con lo stesso vessel contenente solo acqua. Con la presenza di PCM si ha un aumento dell'energia accumulata solo per transitori molto lunghi, mentre nei primi minuti è migliore l'accumulo per calore sensibile nella sola acqua. I risultati ottenuti sono stati usati per validare un modello semplificato per la simulazione di questi sistemi di accumulo. Tale modello è stato implementato in un programma per la simulazione di un ciclo comprendente vari componenti (campo solare, serbatoi di accumulo, pompe di calore, produzione acqua sanitaria), finalizzato alla valutazione del miglioramento indotto dai vari tipi serbatoi di accumulo nel rendimento dell'intero ciclo durante l'utilizzo. Il programma è impostato in maniera modulare per poter inserire o variare i componenti e permette di impostare l'andamento nel tempo delle condizioni esterne, ottenendo l'andamento complessivo dei bilanci energetici nei vari componenti. Una volta quindi definite le condizioni tipiche e i componenti reali, questo dovrebbe permettere una prima selezione tra le varie soluzioni esistenti per l'accumulo termico e la valutazione dell'influenza dei materiali o dei parametri geometrici sul rendimento di ciascuna di esse.

1 Introduzione

L'accumulo termico permette di superare gli sfasamenti temporali che necessariamente si verificano tra la disponibilità di energia solare e la richiesta da parte delle utenze, aumentando quindi l'efficienza del sistema. A prescindere dalla tipologia (calore sensibile, calore latente da cambiamento di fase, reazione termochimica), il sistema di accumulo deve avere buona capacità termica e adeguata velocità di scambio del calore (cioè la potenza massima ottenibile) e l'efficienza (rapporto tra l'energia fornita all'utenza e quella assorbita nelle fasi di eccesso di disponibilità) e deve inoltre essere economico e adatto alle condizioni di esercizio (temperature, sollecitazioni meccaniche, corrosività e altri problemi chimici ecc.). Altri parametri da considerare in funzione delle esigenze dell'applicazione sono il tempo di immagazzinamento e il tempo di carica e scarica completa (funzione quest'ultimo delle proprietà precedenti). Nel presente lavoro sarà impostata la scelta e l'ottimizzazione dei sistemi di accumulo da inserire in impianti di piccola taglia per la conversione di energia solare, ambientale o da cascami termici in energia elettrica, termica e frigorifera (finalità del progetto D.4 "Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia"). Per questo scopo, dopo una breve sintesi dei sistemi di accumulo, sarà realizzato un modello semplificato per i serbatoi di accumulo che, inserito in un programma che simula l'intero ciclo, dovrà permettere di ottenere in tempi rapidi la simulazione di lunghi transitori reali. Ripetendo queste simulazioni per diversi serbatoi di accumulo, si potrà ottenere una prima selezione sulle tipologie e geometrie più adatte all'impianto considerato. Fondamentale dopo la realizzazione del modello semplificato, sarà la sua validazione con dati sperimentali, che quindi sarà necessario ottenere possibilmente utilizzando gli impianti disponibili.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Stato dell'arte dell'accumulo termico

In generale, se si parla di accumulo di energia, lo spettro di tecnologie è molto vasto [1], comprendendo infatti anche sistemi quali accumulo meccanico (per sollevamento, rotazione ecc.), chimico (ad es. produzione di idrogeno o varie tipologie di reazioni reversibili), elettrochimico (batterie e accumulatori elettrici).

Nel nostro caso ci interesseremo invece solo dell'accumulo diretto di energia termica, cioè di sistemi che possano assorbire calore in eccesso dal fluido vettore e ricederlo ad esso quando la fonte primaria scarseggia o la richiesta aumenta. Questo tipo di sistemi di accumulo comprende comunque varie tecnologie, che vanno dai più classici serbatoi contenenti acqua (o altri liquidi) o con PCM fino a sistemi molto meno diffusi, che in alcuni particolari applicazioni e disponibilità ambientali possono essere convenienti o almeno da valutare. Tali sistemi sono ben descritti ad es. in [1] che riporta anche i metodi principali per la loro valutazione, da quelli basati su criteri pratici e commerciali a metodi di analisi con il calcolo di energia e exergia. Tutti questi sistemi funzionano attraverso l'utilizzo di una massa di materiale di cui generalmente si sfrutta il calore sensibile (variandone la temperatura), il calore latente di cambiamento di fase o il calore scambiato in una reazione termochimica reversibile.

In [2] si può trovare un'altra buona sintesi di molti di questi sistemi, con un'analisi di massima anche dei costi. Si va dall'accumulo sotterraneo, che sfrutta il terreno o le falde acquifere per il loro calore sensibile o come isolamento termico, ai PCM sia in serbatoi che dispersi nei materiali da costruzione, a quello termochimico (con vantaggi soprattutto per la possibilità di tempi di immagazzinamento lunghi)

Il confronto riportato in [3] comprende anche l'accumulo sotto forma di energia elettrica in batterie, mentre in [4] la review tratta l'accumulo per calore sensibile o calore latente (PCM), evidenziando anche l'influenza della stratificazione nei serbatoi classici che sfruttano il calore sensibile dell'acqua, e proponendo soluzioni per favorire tale stratificazione, come ad es. in Figura 1 dove, grazie ad un sottile tubo flessibile con densità simile all'acqua, l'acqua proveniente dai pannelli solari viene immessa nella zona con la stessa temperatura, limitando quindi il rimescolamento.

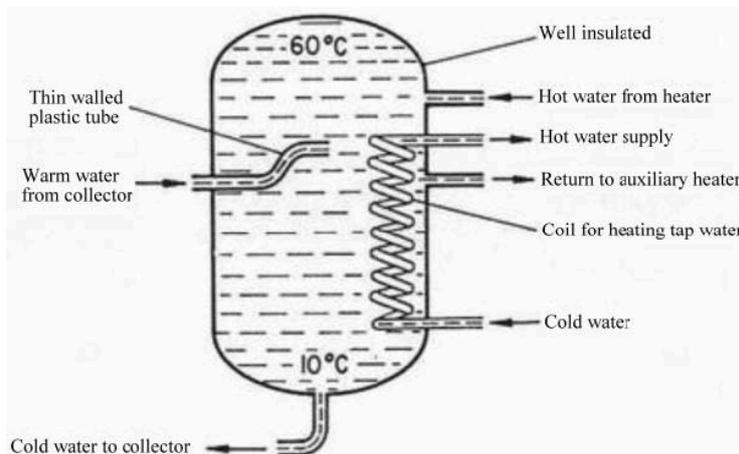


Figura 1 – Proposta di serbatoio di accumulo con stratificazione assistita [4]

L’influenza dei fattori di forma dei serbatoi sulla stratificazione viene estesamente studiata in [5].

Una review dell’accumulo termico con PCM si trova in [6] ed in [7] sia per impianti solari a concentrazione, con PCM ad alta temperatura, sia per impianti domestici con la classica configurazione di Figura 2a.

In [8] vengono esaminate alcune configurazioni di impianto e relativi COP, nel caso di refrigerazione domestica con pompa di calore. Nella configurazione di Figura 2b la presenza di due serbatoi di accumulo a PCM, uno caldo e uno freddo, permette di rendere più stabile e per tempi più lunghi il funzionamento della pompa di calore: grazie a 13 elettrovalvole, una volta raggiunta nell’ambiente la temperatura voluta la pompa di calore continua a funzionare raffreddando l’accumulo freddo, in modo che alla risalita dell’ambiente questo possa fornire acqua fredda ritardando il riavvio della pompa di calore. Quello caldo serve invece come pozzo di calore quando la temperatura esterna diventa maggiore, aumentando in questo modo il COP del ciclo.

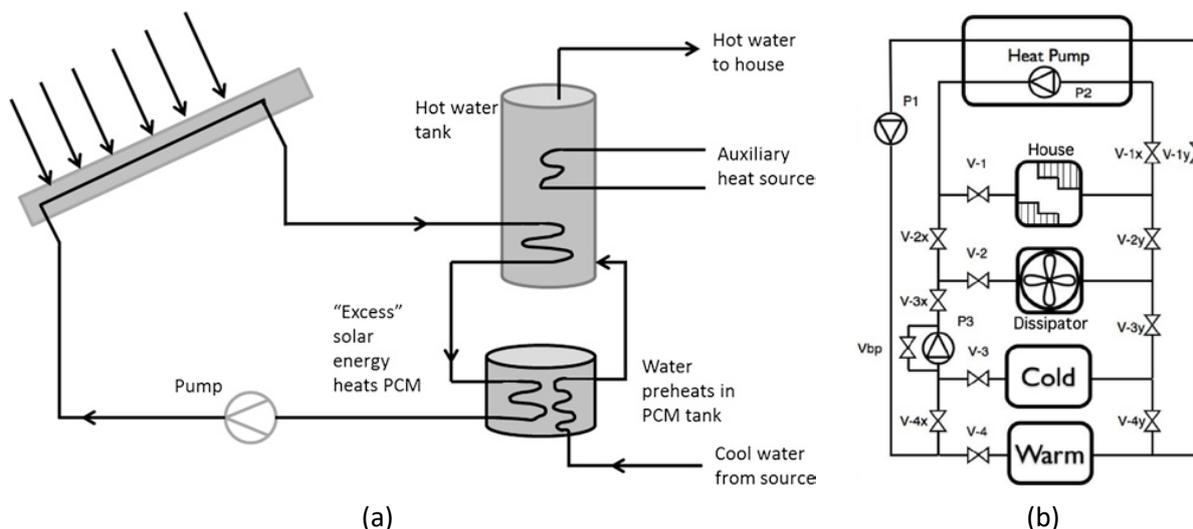


Figura 2 – a) Schema di impianto per acqua calda con accumulo termico a PCM [7]; b) schema di impianto domestico con due serbatoi di accumulo [8]

Per quanto riguarda i serbatoi commerciali, con la diffusione degli impianti solari termici anche la tecnologia dell’accumulo si è perfezionata. A solo titolo di esempio si riportano gli schemi di serbatoi dai cataloghi di alcuni produttori commerciali per accumulo con fonte di calore da pannelli solari e pompa di calore e fornitura di acqua calda sanitaria e riscaldamento. In Figura 3a il classico serbatoio a doppio serpentino (per produzioni abbondanti di acqua calda), che viene commercializzato da molti produttori anche con ulteriori serpentini e/o resistenze elettriche, come Figura 3b dal catalogo della Daikin, definito il

più delle volte “bollitore”. In esso le utenze hanno circuiti separati, con i serpentini che scambiano nelle zone con le temperature più adatte alle rispettive esigenze, mentre l’acqua contenuta nel serbatoio ha solo lo scopo di accumulo per calore sensibile e normalmente non circola all’esterno.

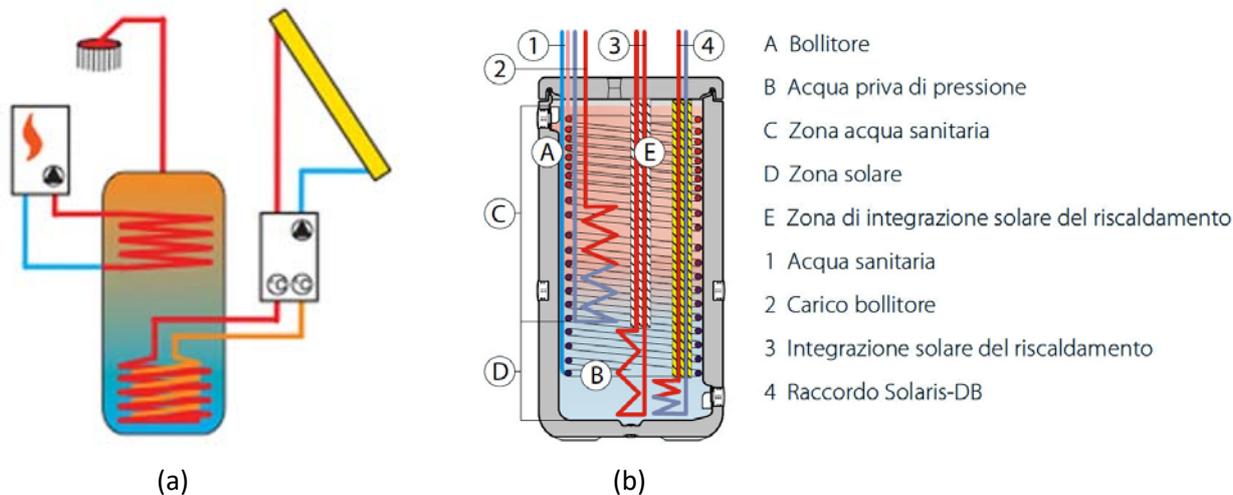


Figura 3 – a) schema di impianto con accumulo a doppio serpentino; b) esempio di serbatoio a più serpentini

In Figura 4 invece è mostrato un esempio del tipo cosiddetto “puffer”, dove non avviene scambio termico ma l’acqua stratificata è prelevata e reimpressa direttamente alle diverse temperature in base alla posizione dei bocchelli. In particolare il tipo nella figura, della ditta Rossato (www.rossatogroup.com), ha accorgimenti dedicati a migliorare la stratificazione, con il “tubo di stratificazione” che fa in modo che l’acqua fredda, riscaldata dallo scambiatore solare, venga rilasciata nella zona alta del serbatoio limitando il rimescolamento ed inoltre la “cassa di calma” rallenta l’acqua immessa dal generatore e la dirige direttamente alla mandata del riscaldamento, per cui solo l’eccesso entra nel serbatoio. Molte volte si trovano anche ibridi tra le due tipologie, spesso chiamati “combo-boiler”, in cui alcune utenze usano direttamente l’acqua del serbatoio, altre scambiano il calore attraverso serpentini all’interno di esso, come l’esempio in Figura 5 (dal sito “eshop.solareonline.eu”).

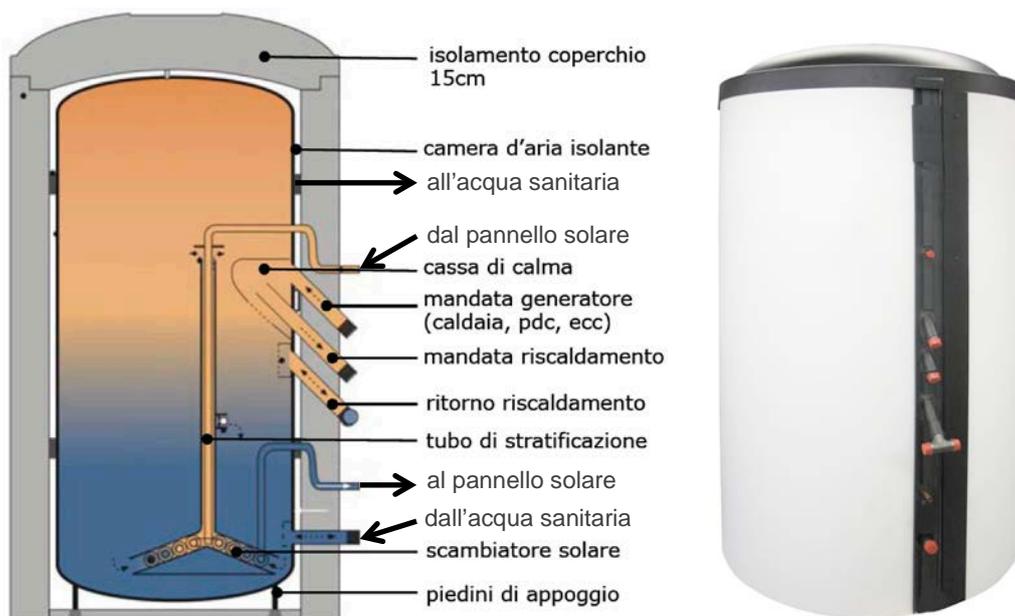


Figura 4 – Serbatoio di accumulo con stratificazione

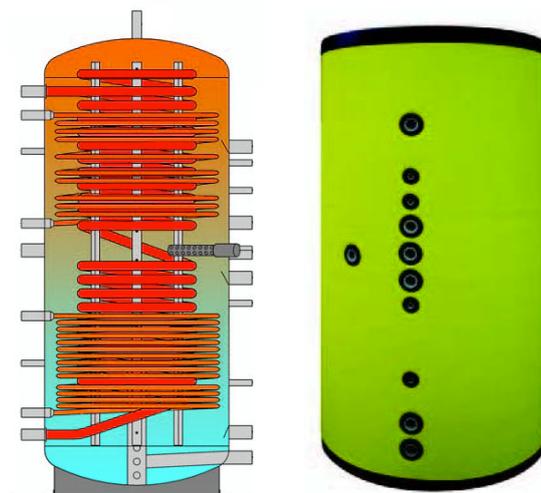


Figura 5 – esempio di serbatoio combo-boiler a due serpentine

Per quanto riguarda il sistema che sfrutta il calore latente di cambiamento di fase, bisogna notare che i PCM sono oggetto di molti report scientifici [6 – 11], nei quali si studiano soprattutto le caratteristiche dei materiali e la loro disposizione (ad es. contenitori cilindrici, prismatici o capsule sferiche immersi nell’acqua, oppure PCM all’esterno di tubi alettati percorsi dall’acqua). Essi spesso però non permettono di valutare il comportamento di serbatoi di accumulo reali, visto che si tratta di sistemi complessi con un grande numero di condizioni al contorno. Ad esempio i risultati sperimentali ottenuti in ENEA [12, 13] mostrano che le prestazioni dipendono fortemente dalle proprietà fisiche del PCM, dalla forma e dal materiale dei suoi contenitori, dalle superfici e dallo scambio termico acqua-contenitore, dalla rapidità dei transitori di temperatura dell’acqua, dalla stabilità dei PCM in seguito ai cicli termici. Quindi per la scelta di un serbatoio commerciale di questo tipo le informazioni fornite dai produttori sono insufficienti per un confronto preliminare con quelli di altri tipi, ma vanno integrate con sperimentazioni e simulazioni ad-hoc, possibilmente sia del serbatoio che del ciclo complessivo con le sue variazioni realistiche.

2.2 Nuove prove sperimentali con PCM

Per poter validare il programma di simulazione dei serbatoi con PCM, si sono eseguite delle prove sperimentali con contenitori di PCM di due forme diverse, sottoponendoli a transitori di temperatura per provocarne il cambiamento di fase e misurarne le prestazioni in termini di temperatura di uscita e di potenza accumulata o rilasciata nel tempo.

2.2.1 L’impianto HETNA-PCM

L’impianto sperimentale, già descritto in [12], è stato realizzato sfruttando parte dell’impianto HETNA (Hydraulic Experiments on Thermo-mechanical of NANofluids) utilizzato per lo studio dei nanofluidi. Per l’esecuzione dei nuovi test sperimentali, è stata realizzata una nuova sezione di prova che permette di alloggiare sia le vecchie candele di PCM-S46 già descritte in [12], sia il nuovo contenitore anulare proposto in [13].

In Figura 6 è mostrato lo schema del circuito. I componenti principali sono:

- Pompa volumetrica (Ismatec MCP-Z micropump con portata 2.4-230 l/h e controllo remoto della portata), ingranaggi in PTFE e fibra di carbonio, $T_{max}=121^{\circ}C$ per funzionamento continuo
- Misuratore di portata Coriolis (Danfoss MASS 2100 DI 3, range 12-250 kg/h con precisione migliore dello 0.15%)
- Preriscaldatore (Thermocoax single core heating element with Inconel sheath, potenza fino a 2.5 kW con alimentazione 0-220V)
- Scambiatore compatto per raffreddare il fluido prima della pompa (Alfa Laval mod. Alfanova 14-10H in AISI 316)

- il vessel per il contenitore di PCM, con il passaggio anulare di area simile a quella del sottocanale associato a una candela nel serbatoio reale.

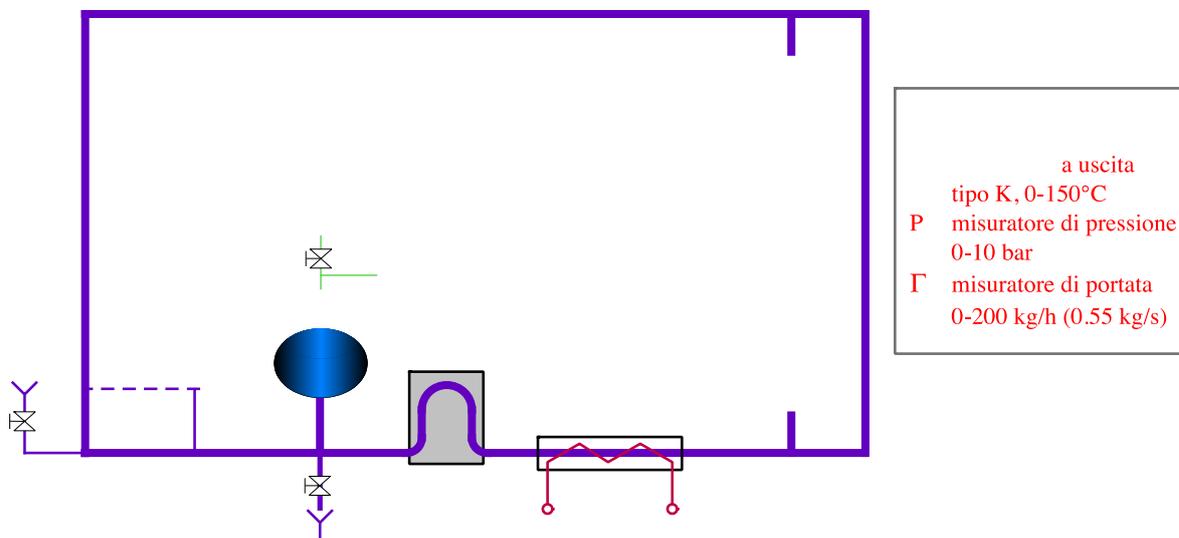


Figura 6 - Schema dell'impianto

L'alimentazione del preriscaldatore e la velocità della pompa sono regolati dal sistema di controllo automatico per mantenere rispettivamente la temperatura d'ingresso e la portata ai valori imposti. L'acquisizione di dati e il controllo automatico sono fatti usando sistema National Instruments CompactDAQ con un modulo per termocoppie (24bit ADC, 16 canali), un modulo d'ingresso in tensione (16 bit ADC, 32 canali), un modulo di uscita analogica (16 bit ADC, 16 canali) e un regolatore PID, controllati da un programma sviluppato in Labview. Un regolatore analogico PID indipendente è usato per assicurare il circuito da eventuali malfunzionamenti del computer.

In Figura 7 è mostrato l'impianto, con sulla destra il vessel (il tubo verticale coibentato seminascosto) e più a destra la foto di quest'ultimo. In Figura 8 sono mostrati i contenitori il PCM S46 durante l'installazione nel serbatoio di accumulo reale e uno dei contenitori.

L'impianto HETNA-PCM è stato utilizzato per effettuare la misura della temperatura dell'acqua in uscita, dopo aver percorso il canale in contatto con il contenitore di PCM, quando la temperatura in ingresso subisce un aumento paragonabile a quello che si verifica nel primario dell'impianto reale.

Per quanto riguarda il vessel e gli altri componenti della sezione di prova, in Figura 9 è mostrato il singolo contenitore di PCM cilindrico, lo schema della sezione di prova sperimentale e della sua sezione radiale, mentre in Figura 10 è mostrato il contenitore anulare.

Con riferimento a queste figure, le dimensioni principali sono:

- Vessel: diametro interno $D_{i_sdp} = 58.4$ mm; spessore $s_{sdp} = 2.35$ mm; lunghezza $L_{sdp} = 1000$ mm
- Contenitore PCM cilindrico:
 - $D_{e_c} = 50$ mm; $D_{i_c} = 44$ mm; materiale HDPE
 - $L_{PCM} = 660$ mm; $L_{aria} = 340$ mm
- Contenitore PCM anulare:
 - tubo esterno: $D_{e_c} = 50$ mm; $D_{i_c} = 44$ mm; materiale AISI-316
 - tubo interno: $D_{e_c} = 11.5$ mm; $D_{i_c} = 10.5$ mm; materiale AISI-316
 - $L_{PCM} = 660$ mm; $L_{aria} = 340$ mm

Le condizioni di prova sono le seguenti:

- Temperatura di ingresso: da 20 a 70 °C
- Portata di acqua: da 10 a 16 kg/h

- Pressione: da 0.1 a 0.13 Mpa



Figura 7 - Impianto HETNA-PCM e, a destra, particolare della sezione di prova



Figura 8 – Serbatoio di accumulo e uno dei contenitori di PCM inseriti in esso.

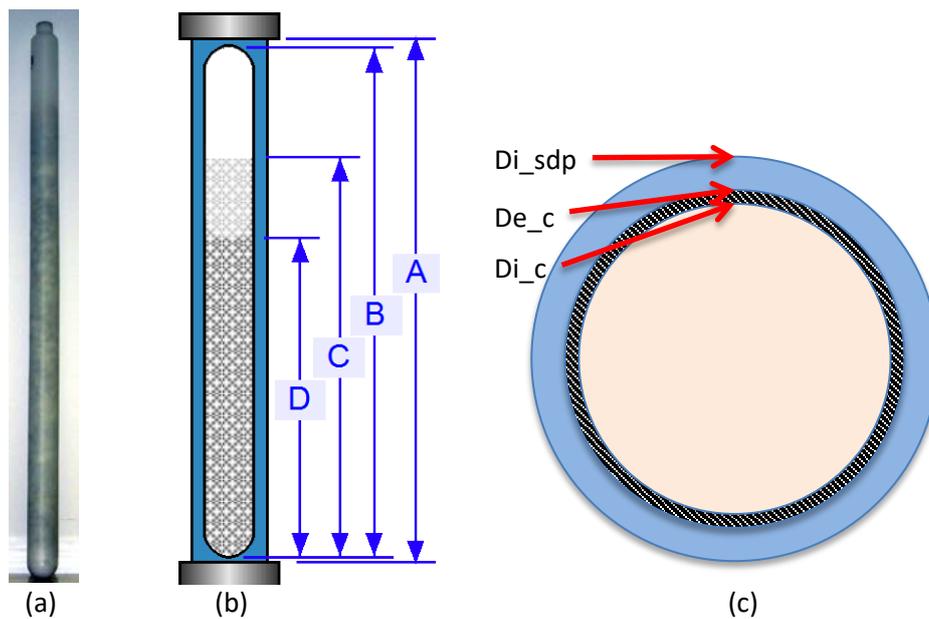


Figura 9 – a) foto di un contenitore di PCM cilindrico; b) altezze della sezione di prova: A=1000 mm (vessel), B=970 mm (tubo PCM), C=825 mm (sale granulare prima dell'uso), D=660 mm (sale dopo la fusione); c) schema della sezione radiale

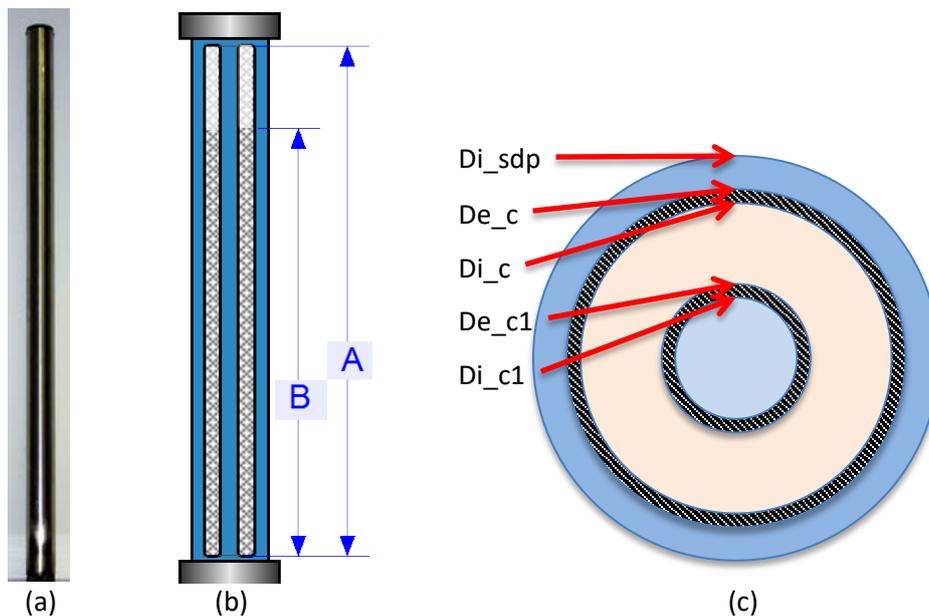


Figura 10 – a) foto di un contenitore di PCM anulare; b) altezze della sezione di prova: A=1000 mm (vessel), B= 660 mm (PCM solido); c) sezione del contenitore anulare

Le caratteristiche dei due PCM utilizzati sono riportate in Tabella 1. Volendo sintetizzare, la capacità di accumulo volumetrico teorica per il sale S46 è 92 kWh/m^3 , mentre per la paraffina è 39 kWh/m^3 . Come confronto si consideri che con l'acqua l'accumulo come calore sensibile, per una variazione di temperatura di 20°C è 23 kWh/m^3 , quindi poco più della metà della paraffina e 1/4 del sale.

Tabella 1 - Caratteristiche dei PCM utilizzati

Nome	Tipo	T _{pc} °C	ρ kg/m ³	λ kJ/kg	VHC MJ/m ³	c _p kJ/kg K	k W/m K	T _{max} °C	pericolo
S46	Sale idrato	46	1587	210	333	2.41	0.450	56	irritante
A46	Organico	46	910	155	141	2.22	0.220	300	No

2.2.2 Realizzazione del contenitore anulare

Mentre i contenitori cilindrici erano quelli commerciali disponibili in quanto utilizzati nelle precedenti attività, quello anulare è stato realizzato appositamente, e con esso anche un nuovo Vessel (la Sezione di Prova) in quanto doveva essere adatto ad entrambi i contenitori. In Figura 11 è mostrato il progetto con le dimensioni dei vari componenti. Il punto critico del contenitore anulare è la tenuta del tappo superiore (quello inferiore è saldato), che è stata ottenuta con O-ring sia sul tubo esterno che su quello interno.

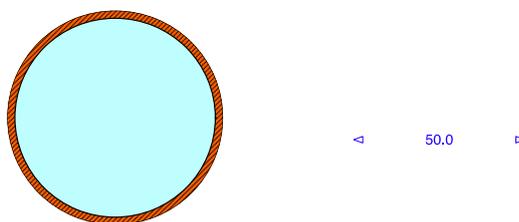


Figura 11 – progetto della nuova sezione di prova e del contenitore anulare

I tubi del contenitore sono in AISI-316, i tappi in PVC, come pure il vessel. Per il centraggio dei contenitori nella sezione di prova, sono stati inseriti distanziatori sia in basso che in alto, come mostrato in Figura 12. Il contenitore anulare è stato poi riempito con PCM A46 (paraffina), fino ad un'altezza di 66 cm per permettere l'espansione del liquido evitando pressioni troppo alte, vista la notevole diminuzione di densità

di quest'ultimo rispetto al solido, da 900 a 760 kg/m³ come era stato verificato in [13]. Il riempimento viene effettuato versando PCM, liquefatto in una vasca termostata, nel contenitore portato anch'esso a temperatura maggiore di quella di fusione del PCM (immergendolo in un'altra vasca termostata) per permettere il riempimento uniforme.

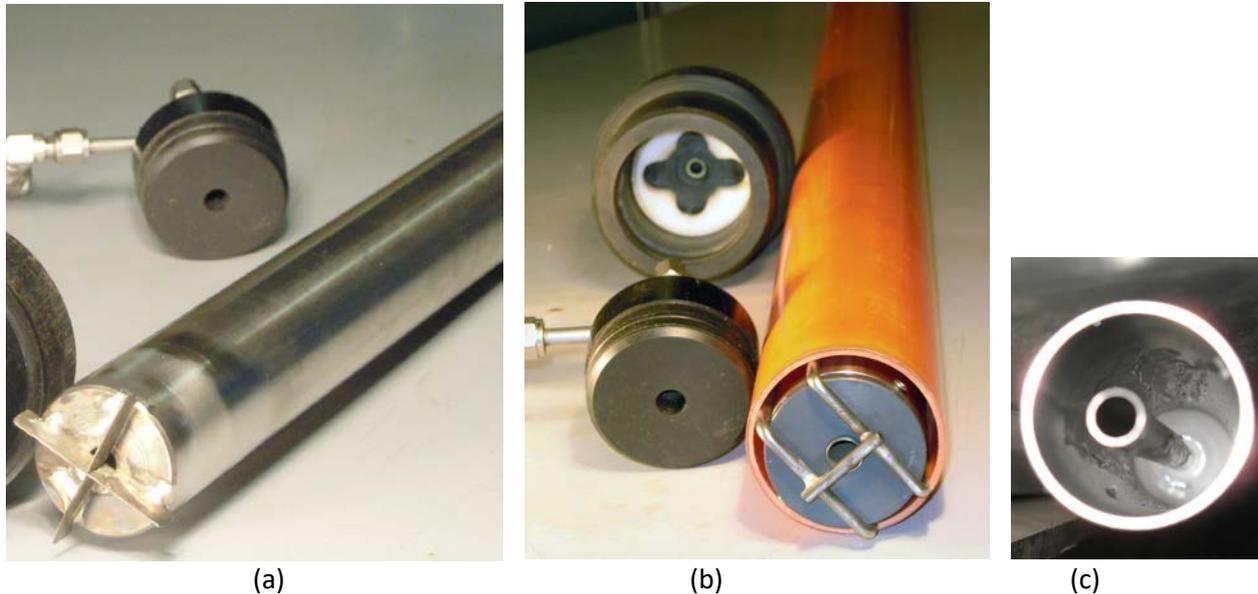


Figura 12 –a) ingresso del contenitore anulare, con distanziatore; b) contenitore nella sezione di prova, visto dall'uscita, e i tappi di quest'ultima; c) riempimento con PCM-A46

2.2.3 Matrice sperimentale

Le prove sperimentali sono state eseguite sottoponendo l'acqua che fluisce intorno al contenitore di PCM a un gradino di temperatura (in realtà a causa delle inerzie termiche si tratta di una rampa comunque molto rapida). Per la preparazione della prova sperimentale si scalda l'acqua alla temperatura prevista per il gradino, facendola circolare attraverso il bypass della sezione di prova in modo che il PCM rimanga alla temperatura iniziale. Una volta raggiunta la stabilità, si agisce sulla valvola a tre vie, deviando tutta la portata nella sezione di prova. Durante questa fase ad alta temperatura il regolatore del preriscaldatore continua a mantenere costante la temperatura di ingresso dell'acqua in sezione di prova, fornendo l'energia che viene accumulata come calore latente dalla fusione del PCM.

Il transitorio si considera terminato quando la temperatura di uscita dell'acqua diventa costante e molto vicina a quella di ingresso (leggermente minore a causa delle piccole dispersioni), segno della fusione completa del PCM. A questo punto si esegue il transitorio con discesa di temperatura, e quindi solidificazione del PCM con rilascio dell'energia accumulata durante la fusione. Questo si ottiene spegnendo il preriscaldatore e raffreddando lo scambiatore di calore sulla sinistra di Figura 6.

Per tutta la durata della prova vengono acquisite le temperature di ingresso e uscita e la portata di acqua, per poter ricavare la potenza attraverso il bilancio termico, con frequenza di acquisizione più rapida nelle prime fasi dei transitori. La potenza è calcolata dalle temperature acquisite:

$$W = \Gamma c_p (T_u - T_i) \quad (1)$$

Normalmente ogni transitorio viene acquisito per varie ore.

La matrice sperimentale è mostrata nella seguente Tabella 2:

Tabella 2 – Matrice sperimentale

Γ [kg/h]	T_{in} [°C]	T_{fin} [°C]	contenitore	contenuto
10, 16	25	55, 60, 66	nessuno	acqua
10, 16	25	55, 60, 66	cilindrico	S46
10, 16	25	55, 60, 66	anulare	aria
10, 16	25	55, 60, 66	anulare	A46

Oltre ai transitori con PCM (cilindro contenente sale S-46 e contenitore anulare con paraffina A-46), sono state effettuate prove con sezione di prova vuota (cioè senza contenitore all’interno) per simulare il serbatoio di accumulo classico con sola acqua, e con contenitore anulare senza PCM, per valutare l’effetto della sola capacità termica del contenitore.

Sono ora riportate le caratteristiche di ciascuna delle configurazioni usate. In Tabella 3 viene calcolata per ogni configurazione la capacità termica dei componenti

$$C = M c_p \tag{2}$$

e l’energia totale accumulabile per i tre salti di temperatura della matrice sperimentale, considerando anche il contributo della parete del vessel.

In Tabella 4 sono invece riportate le velocità dell’acqua e i corrispondenti tempi di transito, per le due portate delle prove sperimentali.

Tabella 3 – Valore teorico dell’energia accumulata

configurazione	componente	volume [m3]	capacità termica [kJ/K]	accumulo camb. fase [kJ]	accumulo tot [kJ] DT=30 K	accumulo tot [kJ] DT=35 K	accumulo tot [kJ] DT=41 K
	<i>SDP (PET)</i>	4.49E-04	0.98		29	34	40
solo acqua	acqua	2.68E-03	11.21		336	392	460
	TOTALE (anche SDP)				366	427	500
cilindro S-46	contenitore (HDPE)	4.43E-04	0.97		29	34	40
	acqua	7.15E-04	2.99		90	105	123
	PCM S-46	1.00E-03	3.84	334.45	450	469	492
	TOTALE (anche SDP)				598	642	694
anulare vuoto	contenitore anulare	3.06E-04	1.22		37	43	50
	acqua	7.82E-04	3.27		98	115	134
	TOTALE (anche SDP)				164	192	225
anulare A-46	contenitore (AISI316)	3.06E-04	1.22		37	43	50
	acqua	7.82E-04	3.27		98	115	134
	PCM A-46		2.12	148.08	212	222	235
	TOTALE (anche SDP)				376	414	460

Tabella 4 – Velocità e tempi di transito dell'acqua

configurazione	area passaggio acqua [m2]	velocità acqua [m/s] Γ=10 kg/h	tempo di transito [min]	velocità acqua [m/s] Γ=16 kg/h	tempo di transito [min]
solo acqua	2.68E-03	1.04E-03	16.1	1.66E-03	10.0
cilindro S-46	7.15E-04	3.88E-03	4.3	6.21E-03	2.7
anulare vuoto	7.82E-04	3.55E-03	4.7	5.68E-03	2.9
anulare A-46	7.82E-04	3.55E-03	4.7	5.68E-03	2.9

Per quanto riguarda il contenitore anulare, in Tabella 4 si è riportato il valore medio tra i due canali (l'anulo e il tubo centrale). In realtà, trattandosi di flussi paralleli, le due velocità non saranno uguali, dipendendo dalle rispettive perdite di carico. Considerando flusso laminare ed uguagliando le perdite di carico, dalla

$$\Delta p = f \frac{L}{D_{eq}} \rho \frac{u^2}{2} \quad \text{con: } f = \frac{64}{Re} \quad (3)$$

indicando con il suffisso 1 l'anulo e con 2 il tubo centrale si ottiene

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{D_{eq,1}^2}{D_{eq,2}^2} \quad (4)$$

Dalle:

$$u = \Gamma / \rho A \quad ; \quad \Gamma = \Gamma_1 - \Gamma_2 \quad (5)$$

si ha infine:

$$\Gamma_1 = \frac{\Gamma (A_1 D_{eq,1}^2)}{A_1 D_{eq,1}^2 + A_2 D_{eq,2}^2} \quad ; \quad \Gamma_2 = \Gamma - \Gamma_1 \quad (6)$$

e quindi dalla prima delle (5) le rispettive velocità. In Tabella 5 sono riportati i valori ottenuti per le due portate delle prove sperimentali. Confrontando con l'ultima riga di Tabella 4 si può notare che nel tubo centrale il tempo di transito previsto è il 60% di quello nella zona anulare.

Tabella 5 – Velocità e tempi di transito dell'acqua nei due canali del contenitore anulare

canale	area passaggio acqua [m2]	Deq [m]	velocità acqua [m/s] Γ=10 kg/h	tempo di transito [min]	velocità acqua [m/s] Γ=16 kg/h	tempo di transito [min]
anulo	6.95E-04	8.15E-03	3.31E-03	5.0	5.30E-03	3.1
tubo centrale	8.66E-05	1.05E-02	5.49E-03	3.0	8.79E-03	1.9

2.2.4 Transitori di temperatura sperimentali

In Figura 13 sono mostrati gli andamenti sperimentali delle temperature dell'acqua e della potenza, nei transitori con gradino tra 25 e 60°C e portata dell'acqua 16kg/h, per il caso con sezione di prova senza contenitore all'interno (tubo con solo acqua). In Figura 14 la stessa configurazione è sottoposta a gradini con temperatura di 66°C e portata 10 kg/h. Considerando che da Tabella 4 i rispettivi tempi di transito sono

10 e 16 minuti, si può vedere come nel transitorio in salita, essendo immessa acqua più calda dal basso, si ha un parziale rimescolamento dovuto al galleggiamento che aggiunge moti convettivi alla velocità media. Infatti la temperatura in uscita in entrambi i casi comincia a salire già dopo meno di 3 min, raggiungendo riscaldamento quasi completo (potenza quasi nulla) rispettivamente dopo 18 min e 30 min. Nei transitori in discesa invece la stratificazione dell'acqua fredda in basso è evidente, con la temperatura che si mantiene al valore iniziale proprio per una durata equivalente al tempo di transito, per poi scendere quasi a gradino. L'accumulo di energia in questo caso induce semplicemente una traslazione del transitorio.

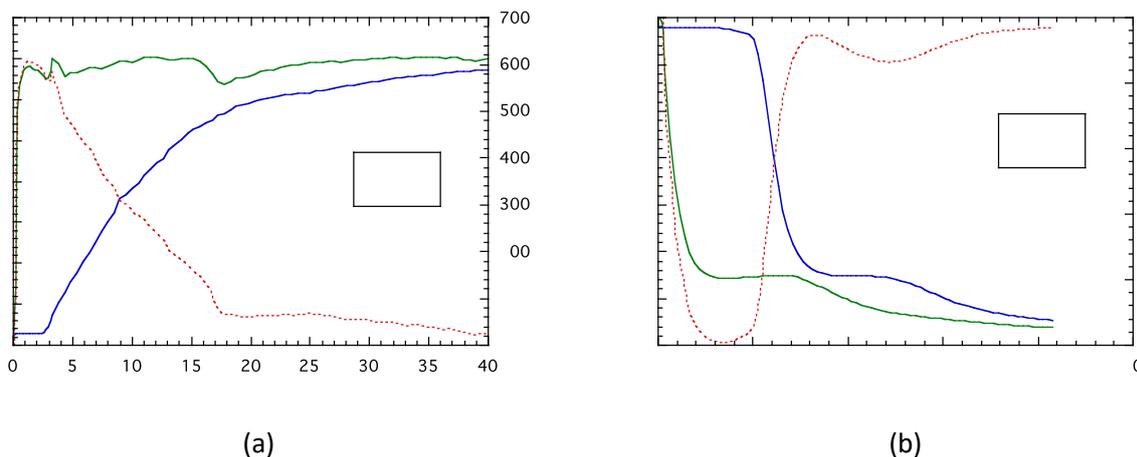


Figura 13 – Tubo con solo acqua, $T_{fin}=60^{\circ}C$, $\Gamma=16$ kg/h: (a) salita; (b) discesa

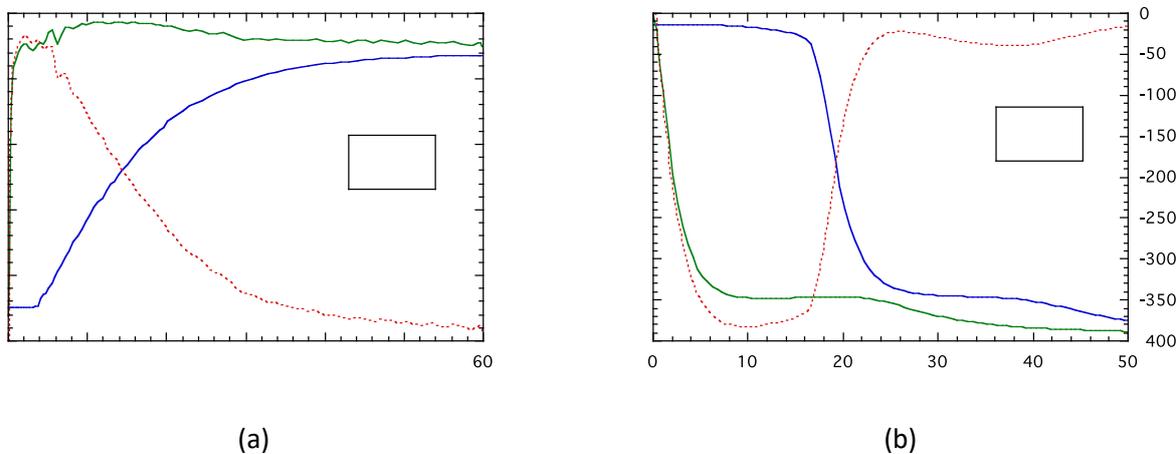


Figura 14 – Tubo con solo acqua, $T_{fin}=66^{\circ}C$, $\Gamma=10$ kg/h: (a) salita; (b) discesa

Gli andamenti per gli stessi transitori, ma con sezione di prova contenente il tubo anulare vuoto, sono mostrati in Figura 15 per la portata 16 kg/h e $T_{fin}=60^{\circ}C$, e in Figura 16 per $\Gamma=10$ kg/s e $T_{fin}=66^{\circ}C$. In questo caso i corrispondenti tempi di transito medi (Tabella 4) sono 2.9 e 4.7 min, ma quelli previsti in Tabella 5 considerando separatamente tubo centrale e anulo sono: 1.9 e 3.1 min per il primo caso; 3 e 5 min nel secondo.

Anche in questo caso vale il discorso della stratificazione, ma con in più il contributo della capacità termica del contenitore che assorbe inizialmente parte della potenza.

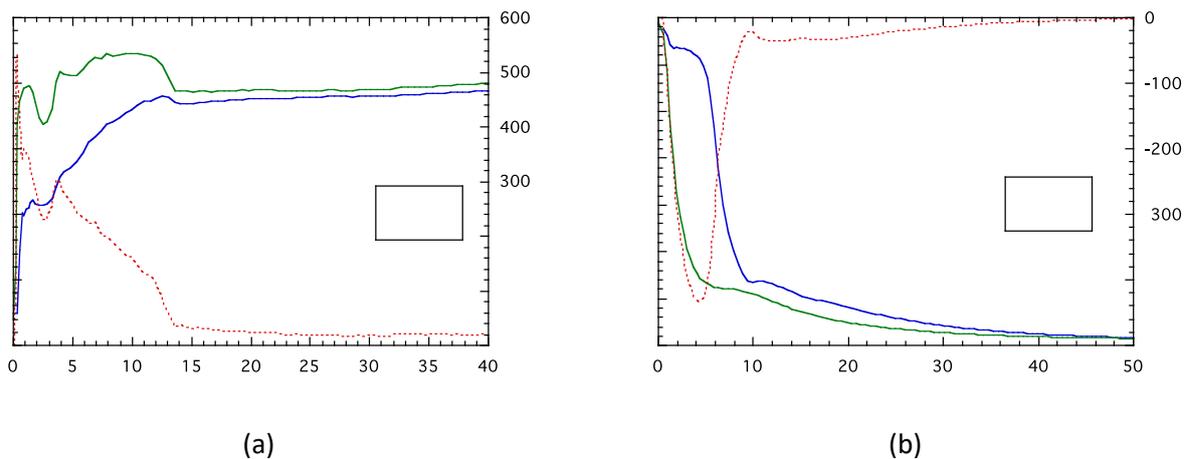


Figura 15 – Tubo con contenitore anulare vuoto, $T_{fin}=60^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=16\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa

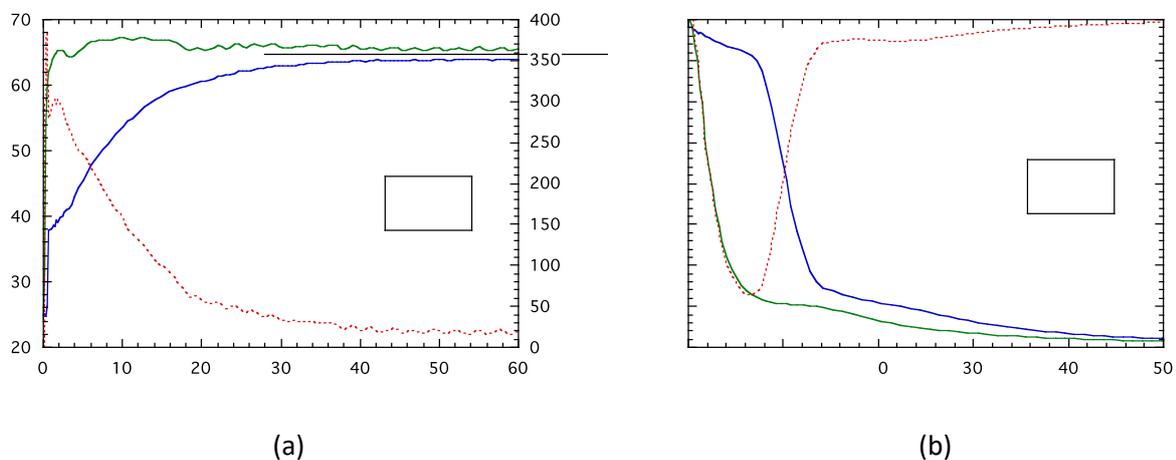
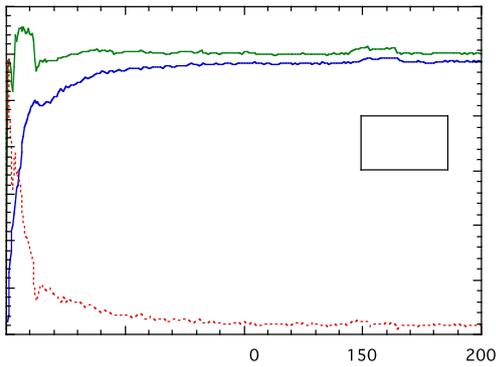


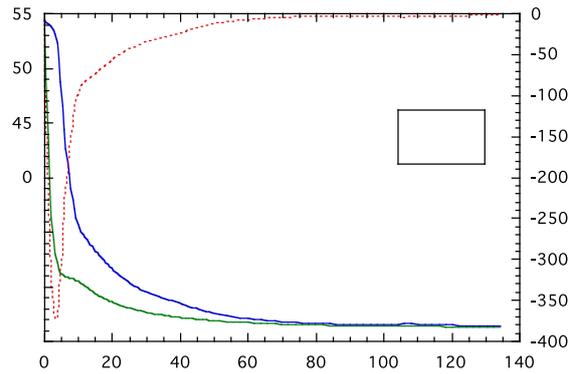
Figura 16 – Tubo con contenitore anulare vuoto, $T_{fin}=66^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=10\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa

Per le prove con i contenitori con PCM verrà mostrata anche una prova con $T_{fin}=55^{\circ}\text{C}$, per valutare il comportamento quando la temperatura dell'acqua supera quella di cambiamento di fase di soli 9°C .

Per il contenitore in plastica con sale S-46, l'effetto del PCM sulla temperatura in uscita è scarso per il caso di Figura 17 con $T_{fin}=55^{\circ}\text{C}$, mentre si nota maggiormente in Figura 19, quando l'acqua a 66°C velocizza la fusione e la portata minore aumenta la variazione di temperatura tra ingresso e uscita a parità di potenza assorbita dal PCM. Questo è confermato anche della potenza nei transistori in salita, che in Figura 17 scende sotto i 100 W in circa 10 minuti, 15 in Figura 18 e 40 in Figura 19.

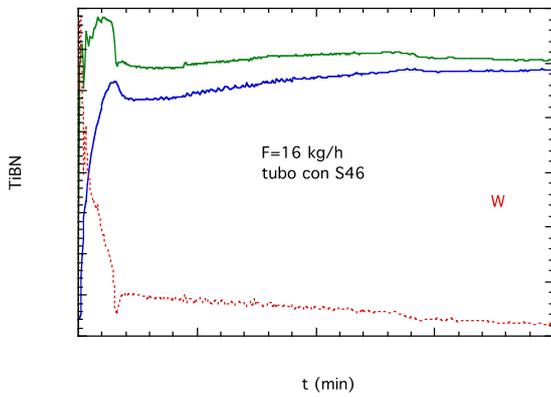


(a)

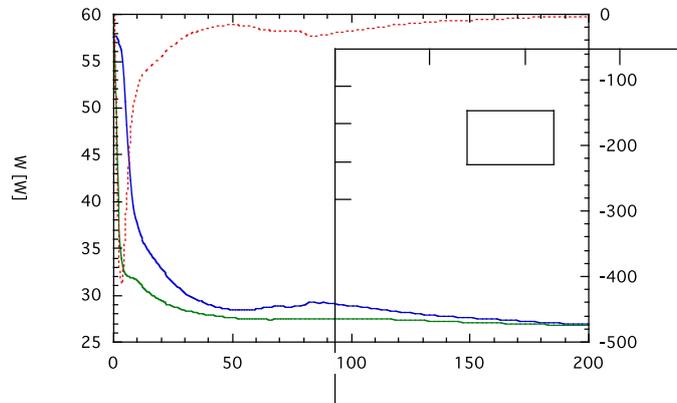


(b)

Figura 17 – Tubo con contenitore cilindrico con PCM S-46, $T_{fin}=55^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=16\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa

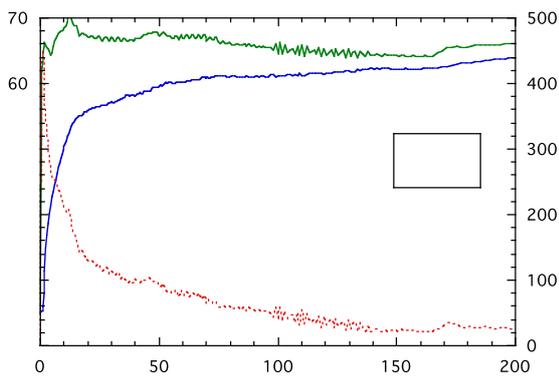


(a)

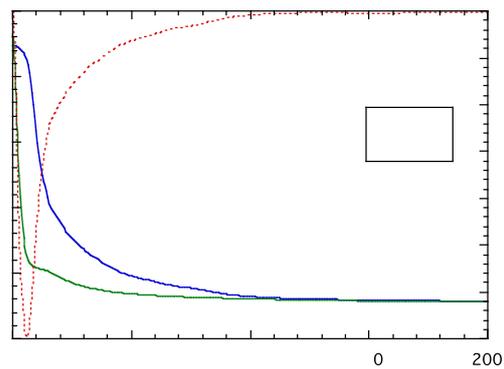


(b)

Figura 18 – Tubo con contenitore cilindrico con PCM S-46, $T_{fin}=60^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=16\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa



(a)



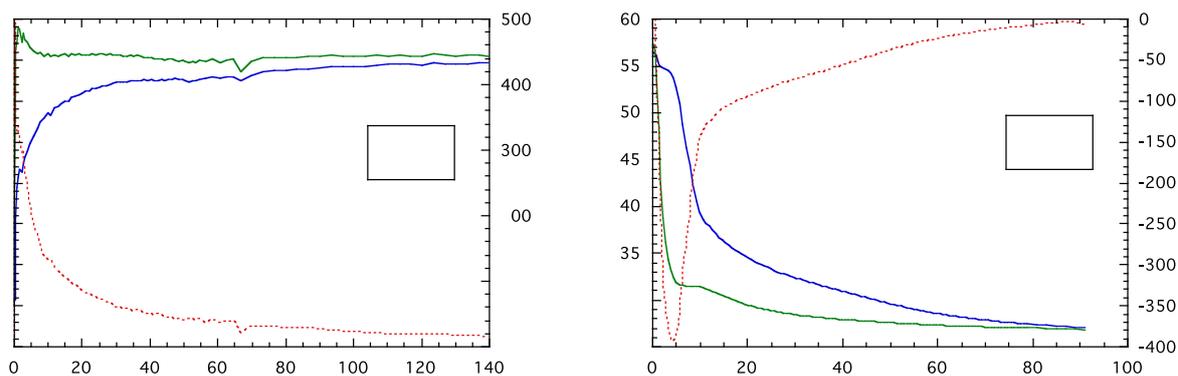
(b)

Figura 19 – Tubo con contenitore cilindrico con PCM S-46, $T_{fin}=66^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=10\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa

Nel caso invece del contenitore anulare in acciaio con PCM-A46, l'effetto sulle temperature è un po' più marcato, e nelle curve della potenza la differenza rispetto al caso precedente è ancora più visibile: in

questo caso i tempi impiegati per scendere a potenze minori di 100 W sono più simili tra loro, più di 15 minuti per le prove di Figura 20 e Figura 21, per passare a 30 in Figura 22.

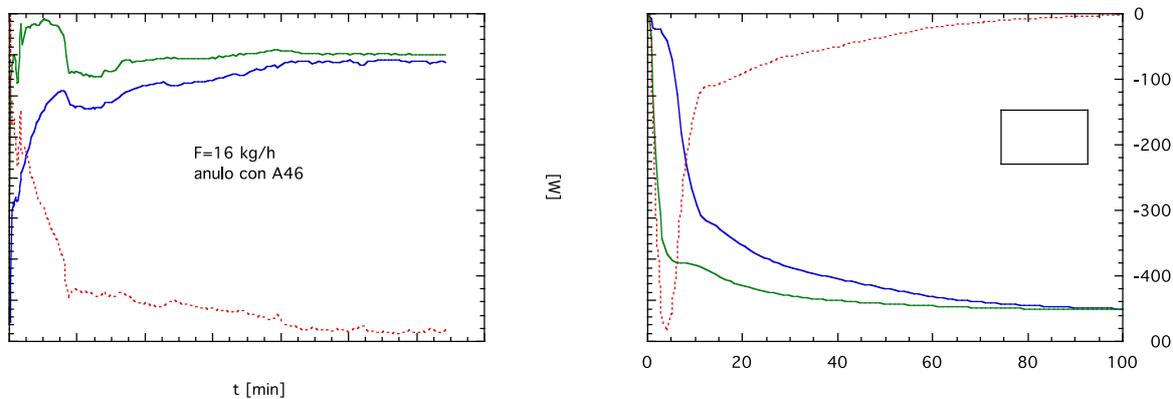
Questo indica che mentre il contenitore cilindrico, pur disponendo un accumulo potenziale maggiore (Tabella 3), una volta fuso il primo strato esterno di PCM non riesce a trasferire il calore all'interno e quindi la potenza diminuisce notevolmente (soprattutto se la temperatura non supera di molto quella di fusione), nel caso di contenitore anulare metallico la fase con rateo di fusione non trascurabile è più lunga anche per ΔT bassi.



(a)

(b)

Figura 20 – Tubo con contenitore anulare con PCM A-46, $T_{fin}=55^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=16\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa



(a)

(b)

Figura 21 – Tubo con contenitore anulare con PCM A-46, $T_{fin}=60^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=16\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa

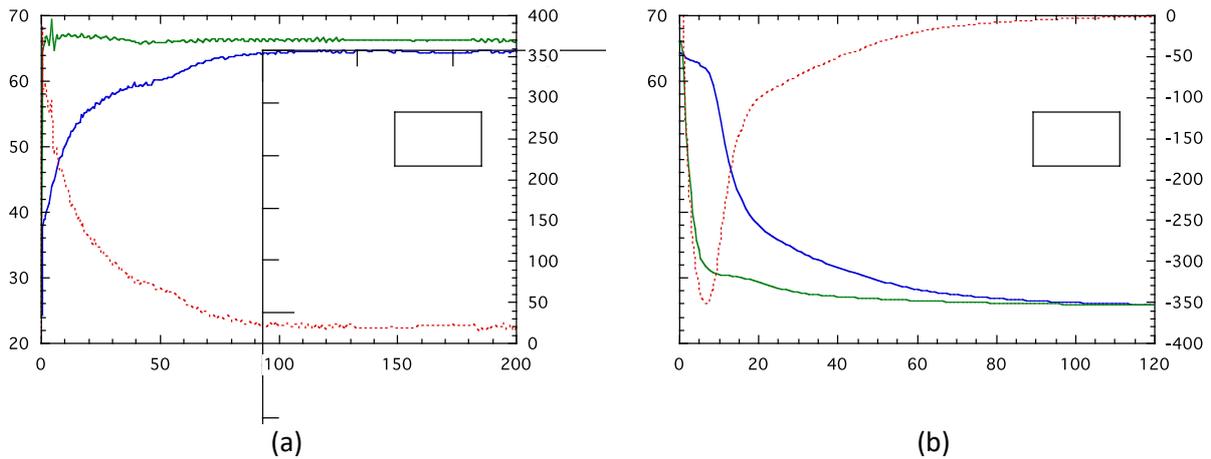


Figura 22 – Tubo con contenitore anulare con PCM A-46, $T_{fin}=66^{\circ}C$, $\Gamma=10\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa

Un altro parametro indicativo della risposta del sistema di accumulo è la quantità di energia accumulata nel tempo rapportata a quella massima teorica, riportata in Tabella 3 per le varie configurazioni e temperature del gradino.

In Figura 23 si mostra tale rapporto per la sezione di prova senza contenitore. L'energia accumulata durante il transitorio in salita (Figura 23a) cresce rapidamente per i primi 20 – 30 minuti, fino quasi al totale teorico. Bisogna considerare che le dispersioni in questo caso risultano come un'ulteriore energia ceduta dall'acqua, per cui col passare del tempo si supererà quella teorica ($E/E_{th} > 1$). Nel transitorio in discesa (Figura 23b) il comportamento è ancora più regolare e rapido (12 – 20 minuti), verificandosi in questo caso una stratificazione molto migliore, come già detto in precedenza. Al contrario del precedente, per questo transitorio essendo l'energia quella che i componenti cedono all'acqua scaldandola, le dispersioni portano a una diminuzione di questo riscaldamento e quindi il rapporto resta minore dell'unità anche per tempi molto lunghi.

Le stesse considerazioni possono essere fatte anche per il caso con tubo anulare vuoto di Figura 24, che ha un comportamento molto simile anche se con valori di energia molto minori (come si deduce dai valori teorici di Tabella 3).

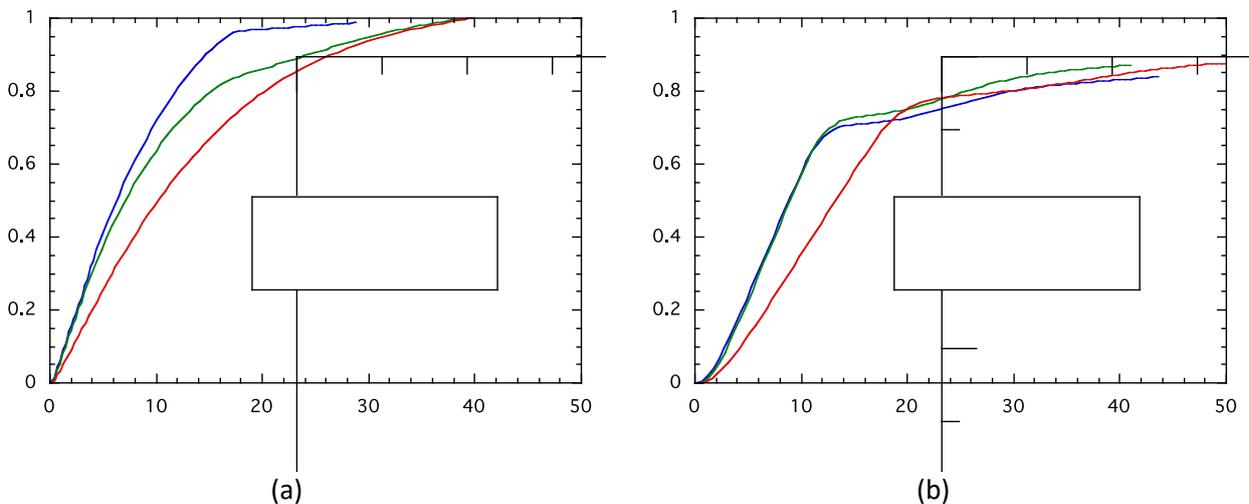


Figura 23 – Tubo con solo acqua: (a) salita; (b) discesa

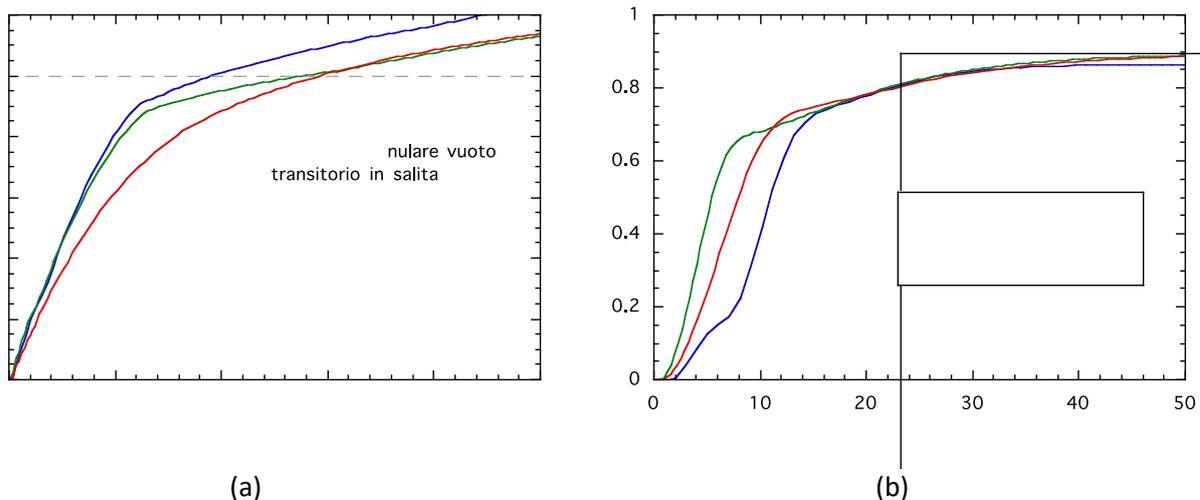


Figura 24 – Tubo con contenitore anulare vuoto: (a) salita; (b) discesa

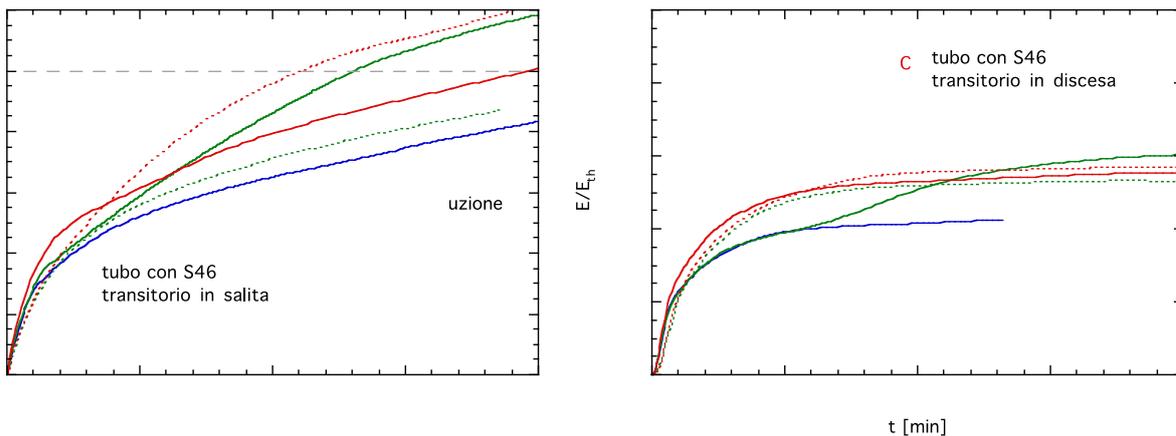
Passando ora alle configurazioni con PCM, in Figura 25 notiamo che per il cilindro con sale S-46 il comportamento è molto meno regolare, con l'energia che per prove con la stessa temperatura (linee continue e tratteggiate dello stesso colore) dovrebbe avere lo stesso valore finale ed invece raggiunge valori molto differenti.

Mettendo le prove in ordine di esecuzione nell'impianto sperimentale, si nota che l'accumulo maggiore di energia si è avuto nei primi test. Come vedremo nel prossimo paragrafo, la causa potrebbe essere un deterioramento del PCM dopo le prime prove (per completezza di informazione si precisa che, essendo il PCM inizialmente granulare, è stato eseguito un primo riscaldamento preliminare a 60°C per fonderlo).

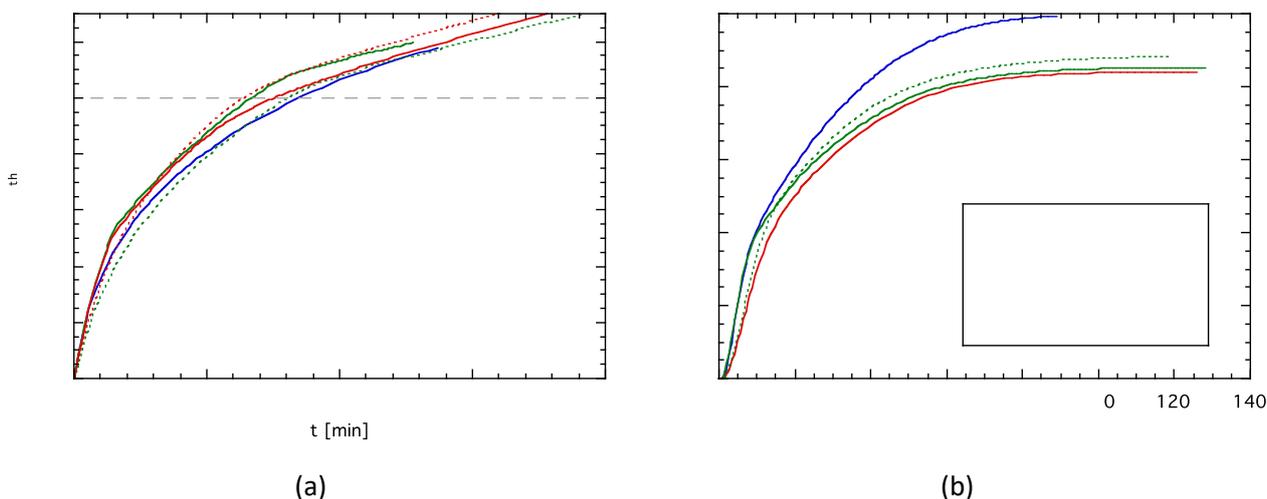
Questo dovrebbe aver avuto come effetto una diminuzione dell'energia accumulabile rispetto a quella teorica e quindi gli andamenti di Figura 25. Considerando quindi come attendibili soprattutto le prime due prove, si vede che l'accumulo si protrae per almeno 120-140 minuti per il gradino in salita, continuando però in misura minore (e quindi con fusione lenta delle parti centrali del PCM) anche successivamente.

Nel gradino in discesa la cessione di energia dura circa 70-120, raggiungendo però circa il 60% di quella teoricamente disponibile. Anche considerando le dispersioni (i tempi esaminati in questi grafici sono molto più lunghi di quelli delle figure precedenti), non si giustifica un valore così basso se non con l'estrema lentezza della solidificazione del nocciolo interno liquido.

Per quanto riguarda invece la paraffina A-46 nel contenitore anulare, il comportamento è molto più regolare e stabile: in salita l'accumulo raggiunge rapidamente il totale previsto, in circa 60 minuti sia in salita che in discesa, e l'energia scambiata è comunque maggiore del caso precedente, dimostrando che l'aumento della superficie di contatto e la diminuzione dello spessore del PCM hanno un effetto considerevole sulla rapidità del cambiamento di fase.



(a) (b)
Figura 25 – Tubo con contenitore cilindrico con PCM S-46: (a) salita; (b) discesa



(a) (b)
Figura 26 – Tubo con contenitore anulare con PCM A-46: (a) salita; (b) discesa

Un ultimo confronto interessante è quello diretto tra le energie accumulate nel tempo o le potenze, per le varie configurazioni. Si mostrano i due casi $T_{fin}=60^{\circ}\text{C} - \Gamma=16 \text{ kg/h}$ (Figura 27) e $T_{fin}=60^{\circ}\text{C} - \Gamma=16 \text{ kg/h}$ (Figura 28). Si può vedere che gli andamenti sono simili, con la differenza che per la portata minore il tempo di transito aumenta ma diminuiscono i valori massimi delle potenze, mentre le energie accumulate aumentano con la temperatura. I grafici dell'energia mostrano infine che con la sola acqua si ha la quantità massima di energia accumulata, anche se come è stato visto in precedenza, questo tipo di accumulo in caso di stratificazione porta a un semplice posticipo del transitorio. Con i PCM invece l'energia continua ad essere accumulata (e rilasciata) per tempi molto più lunghi, anche se in quantità molto minori rispetto al picco iniziale. Inoltre il miglioramento di prestazioni dovuto al contenitore anulare è completamente annullato dal minore calore latente della paraffina e dalla riduzione della sua massa (anche per la minore densità, come si vede da Tabella 1).

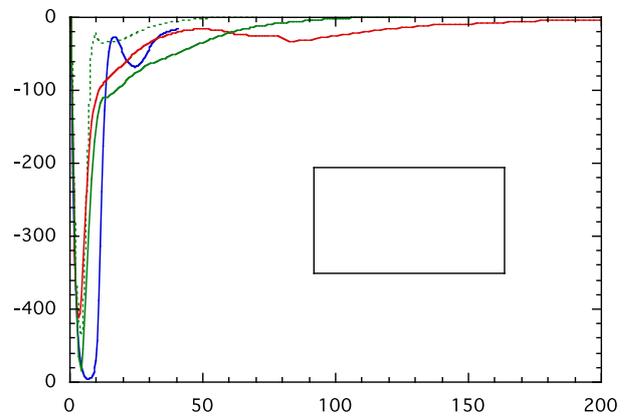
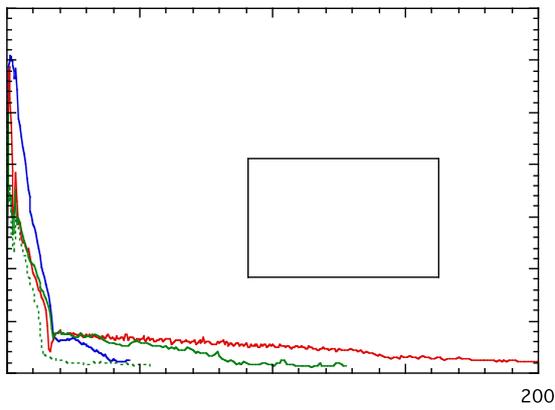
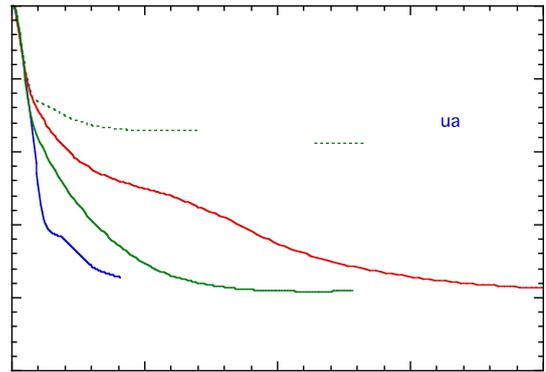
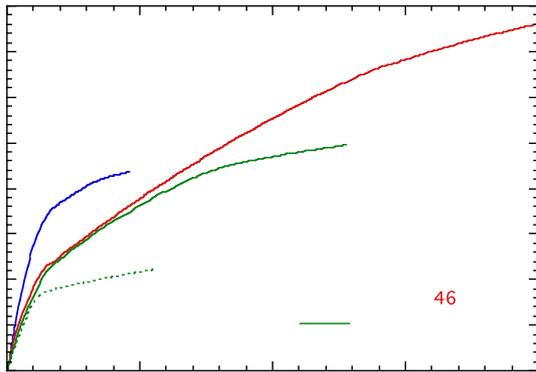


Figura 27 – Confronto delle energie (alto) e delle potenze (basso) per $T_{fin}=60^{\circ}C$, $\Gamma=16$ kg/h

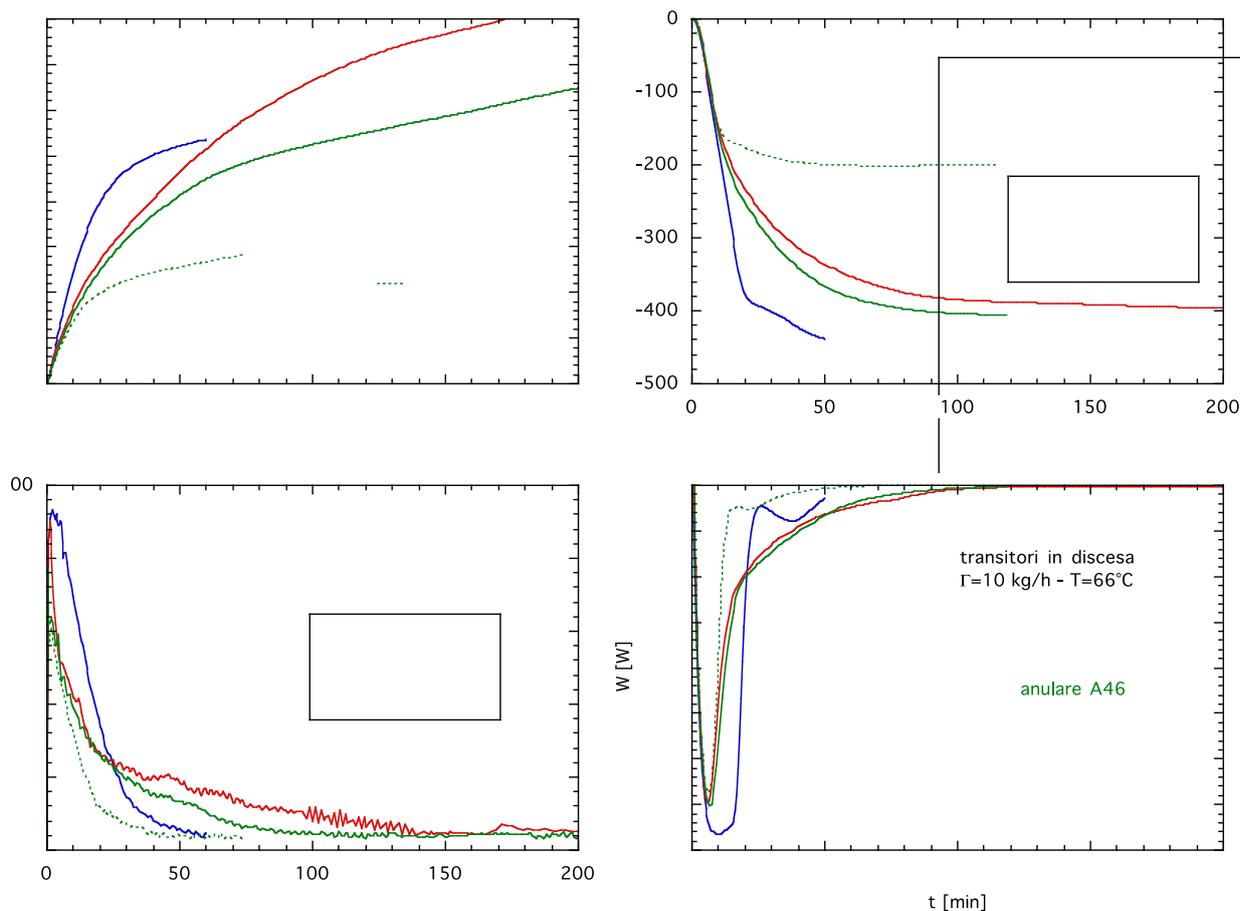


Figura 28 – Confronto delle energie (alto) e delle potenze (basso) per $T_{fin}=66^\circ\text{C}$, $\Gamma=10$ kg/h

2.2.5 Deterioramento del PCM-S46 (sale idrato)

Per le prove sperimentali con il PCM-S46 è stato utilizzato uno degli ultimi quattro contenitori acquistati come riserva con il serbatoio descritto in [12] e successivamente mai utilizzati. Dopo tali prove si è riscontrato il deterioramento del PCM in esso contenuto, con la separazione di una parte liquida (apparentemente acqua) da quella solida. Questo non era accaduto nelle precedenti prove sperimentali [12], dopo le quali si era verificato solo il compattamento del PCM, cosa aspettata essendo inizialmente in forma granulare e quindi con un certo grado di vuoto nella porzione riempita. Inoltre degli altri tre contenitori non utilizzati, rimasti in magazzino dal 2013, uno ha subito anch'esso lo stesso tipo di deterioramento, con separazione del liquido, nonostante non sia mai stato sottoposto a cicli di fusione-solidificazione. La spiegazione può essere in un processo di disidratazione del sale idrato non perfettamente stabile nel tempo.

In Figura 29 sono mostrati tre contenitori, con evidenziata per quelli deteriorati la zona riempita di liquido, quella di solido più scuro e una con una parte apparentemente solida ma quasi trasparente e quindi difficile da valutare attraverso le pareti di HDPE. Al fine di assicurarsi che non ci fossero stati rientri di acqua dell'impianto, i contenitori sono stati pesati prima e dopo le prove. Il peso identico e la constatazione diretta che il sigillo nel tappo è intatto, ci garantisce che il liquido deriva solo da disidratazione del PCM. In Tabella 6 sono riportati i pesi dei contenitori e le misure delle varie zone.

Questo comportamento non stabile è stato uno dei motivi per cui per il contenitore anulare si è scelto come PCM la paraffina A-46, che invece si è dimostrata perfettamente stabile anche dopo un gran numero di cicli.

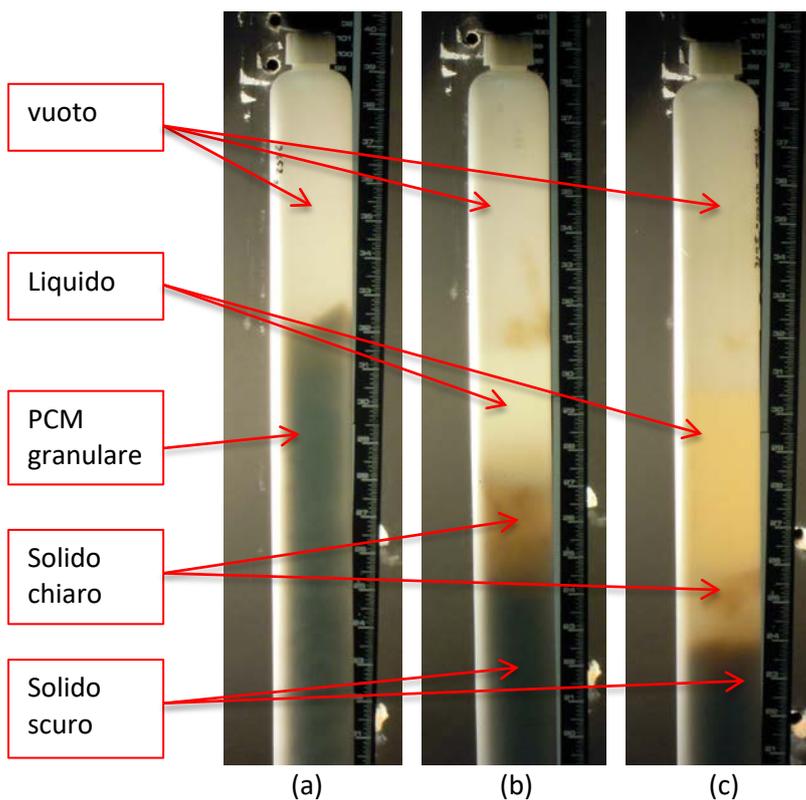


Figura 29 – a) contenitore non utilizzato; b) contenitore non utilizzato ma deteriorato; c) contenitore utilizzato nei transistori sperimentali, con deterioramento maggiore

Tabella 6 – caratteristiche assunte dal PCM-S46 nei vari contenitori

contenitore	peso iniziale	peso finale	altezza in. (granulare)	altezza fin. sol. scuro	altezza fin. sol. chiaro	altezza fin. liquido	stato
non utilizzato-1		2452	827				
non utilizzato-2		2515	840				
non utilizzato-3		2484		715	750	800	deteriorato
prove 2013	2489	2489	825	660			
prove 2016	2495	2494	825	640	690	793	deteriorato

2.3 Prima schematizzazione del ciclo tipico

Un'ipotesi realistica del tipico ciclo di interesse per il PAR è stato schematizzato in Figura 30, dove è riportata la descrizione dei componenti, ed in Figura 31, dove invece sono indicate le temperature tipiche ipotizzate durante il funzionamento. In tali schemi i serbatoi di accumulo sono a PCM ma, come già detto, saranno presi in considerazione anche altri tipi di accumulo.

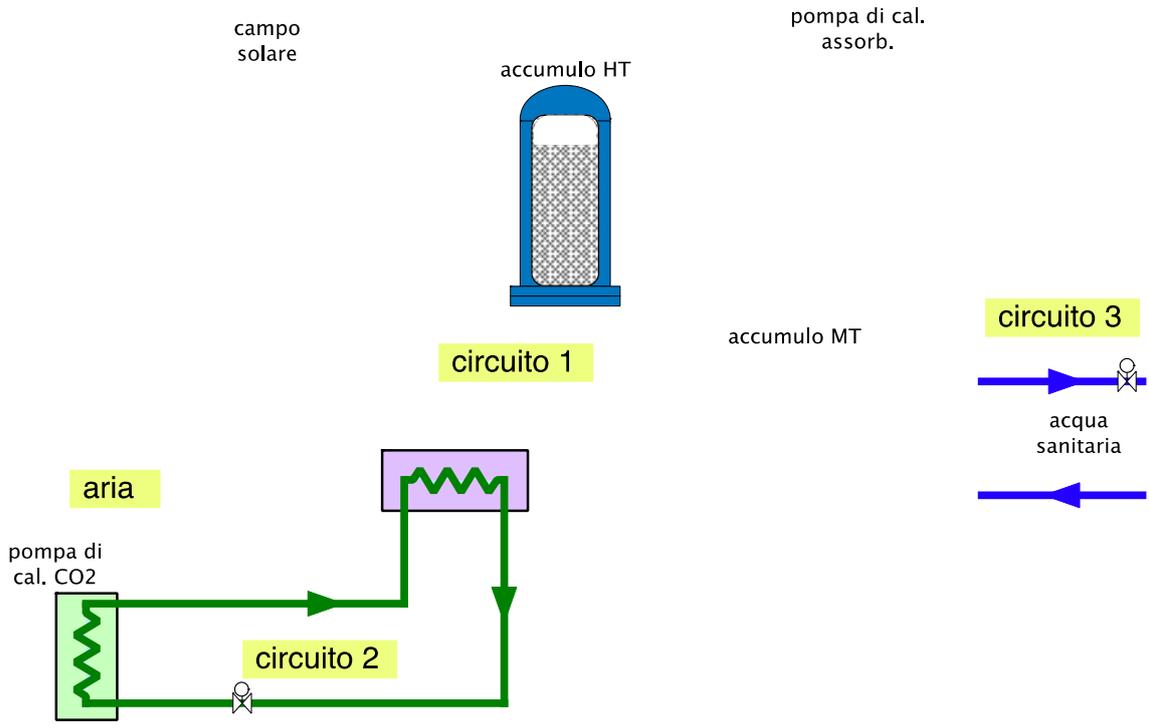


Figura 30 – Schema del ciclo simulato

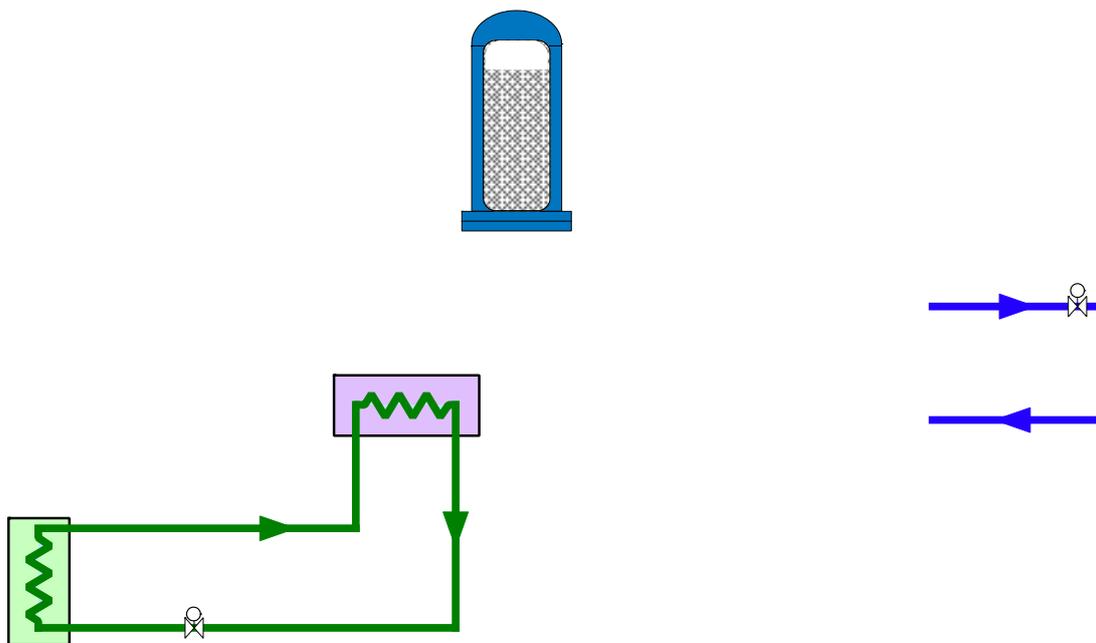


Figura 31 – Temperature tipiche ipotizzate nel ciclo (nei serbatoi di accumulo sono indicate quelle di cambiamento di fase dei PCM)

2.4 Programma di simulazione del ciclo

Per una scelta tra i diversi tipi di accumulo si ha la necessità di disporre di uno strumento di calcolo che in tempi brevi permetta di valutare, anche se in maniera approssimata, il miglioramento indotto dal serbatoio di accumulo nel rendimento dell'intero ciclo durante l'utilizzo. Si deve quindi poter introdurre le variazioni nel tempo dei parametri di interesse (irraggiamento del campo solare, richieste da parte delle pompe di calore, degli impianti ORC e delle forniture di acqua sanitaria) e le funzioni di trasferimento di questi parametri sui bilanci energetici del ciclo. Impostata quindi tale simulazione, si deve poter agire sui serbatoi di accumulo variandone sia le tipologie, sia i parametri geometrici, ed ottenere così il confronto del rendimento energetico del ciclo per le stesse condizioni di funzionamento.

Si vede quindi come tale simulazione deve permettere di variare facilmente una serie di componenti e parametri e deve simulare periodi abbastanza lunghi (dell'ordine di giorni o settimane) con tempi di calcolo brevi, per permettere di ripetere rapidamente la stessa simulazione ad ogni modifica sui serbatoi di accumulo.

Dall'esperienza ottenuta nei precedenti PAR [12, 13] con le simulazioni delle candele di PCM attraverso il codice CFD Fluent, si è notato che tale tipo di simulazione non è proponibile per i nostri scopi nel caso di serbatoi di accumulo di tipo a PCM inseriti in cicli completi. Infatti il singolo elemento richiedeva già molti minuti di calcolo per qualche ora di simulazione, e tale tempo sarebbe aumentato introducendo la geometria reale con molti elementi di PCM. Inoltre in molti casi la variazione dei parametri geometrici comporta la necessità di ridisegnare la geometria e la meshatura, cosa che richiede quasi sempre ore di lavoro.

Dato poi che tale simulazione riguarda il solo serbatoio, per l'analisi del rendimento globale si renderebbe necessaria la sua integrazione in un ciclo completo, la cui simulazione sarebbe praticamente improponibile.

Al contrario un codice per la simulazione impiantistica, come ad es. il software ASPEN PLUS [14] necessita della scrittura di pacchetti ad hoc per componenti non-standard (ad es. nel nostro caso i serbatoi di accumulo con PCM) e comunque l'apprendimento all'uso di un codice complesso.

Considerando i precedenti limiti, si è scelto di procedere con la scrittura di un programma ad hoc, in un linguaggio di programmazione noto allo scrivente, che permetta di ottenere le caratteristiche e le prestazioni richieste. La scelta del linguaggio è ricaduta su Labview, che permette di scrivere moduli in linguaggi convenzionali ma possiede anche capacità grafiche per la visualizzazione diretta dei risultati sia delle singole subroutines (relative ai singoli componenti), sia dell'intero ciclo.

2.4.1 Impostazione della simulazione

Il programma è stato impostato come un loop che simula nel tempo (con uno step temporale scelto dall'utente) il ciclo di Figura 30, ma con la possibilità di intervenire rapidamente sui componenti per sostituirli o inserirne di nuovi. I singoli componenti sono simulati da subroutines che possono funzionare autonomamente per poter essere validate singolarmente con il confronto con eventuali dati sperimentali disponibili. Tale confronto, come vedremo in seguito, è stato effettuato per i serbatoi a PCM. Verranno ora descritti i singoli moduli di simulazione, partendo proprio da quelli relativi all'accumulo a PCM, per i quali è stato effettuato il lavoro maggiore, essendo disponibili per essi già sia dati sperimentali che simulazioni CFD riguardanti transitori termici di un singolo elemento di PCM nel relativo sottocanale percorso da acqua a temperatura variabile nel tempo (come riportato in precedenza).

2.4.2 Simulazione dell'elemento cilindrico di PCM

In [12, 13] erano state riportate le simulazioni del tubo contenitore del PCM reale (Figura 9) con il volume di acqua ad esso associato nel serbatoio di accumulo di Figura 8, eseguite usando il codice fluidodinamico FLUENT, ed il loro confronto con i dati sperimentali ottenuti nell'impianto HETNA. Una soluzione completamente analitica per tale tubo era invece stata ottenuta in [15], ma la necessità di pesanti ipotesi semplificative ne restringe il campo di applicabilità, rendendola non generalizzabile in maniera semplice. In [13] era stato inoltre simulato anche il contenitore anulare di Figura 10 ottenendo una valutazione (teorica)

del miglioramento delle prestazioni di tale geometria rispetto al cilindro (in termini di potenza istantanea e tempo di cambiamento di fase).

Gli stessi componenti sono stati presi come base per la simulazione attuale, al fine di confrontarne i risultati con i nuovi dati sperimentali descritti in precedenza.

Visto che la simulazione agli elementi finiti con FLUENT, a fronte di un buon accordo con il transitorio sperimentale, ha come difetto il notevole numero di celle e di conseguenza il tempo di calcolo improponibile per i nostri scopi, si è deciso di impostare la simulazione su un modello molto più approssimato, cercando però di tenere conto in modo semplice di quei parametri che si sono dimostrati più importanti per l'evoluzione nel tempo del cambiamento di fase del PCM e delle energie scambiate con l'acqua.

Per il caso di Figura 9 la sezione di prova è stata considerata come un cilindro diviso assialmente in n_z step, e ciascuno di questi radialmente è schematizzato come mostrato in Figura 32, dove i pedici indicano:

- sdp = sezione di prova
- c = contenitore (parete del recipiente del PCM)
- e = esterno (del PCM)
- p = PCM
- pc = Phase Change
- i = interno
- s = solido
- l = liquido
- w = acqua
- disp = dispersioni

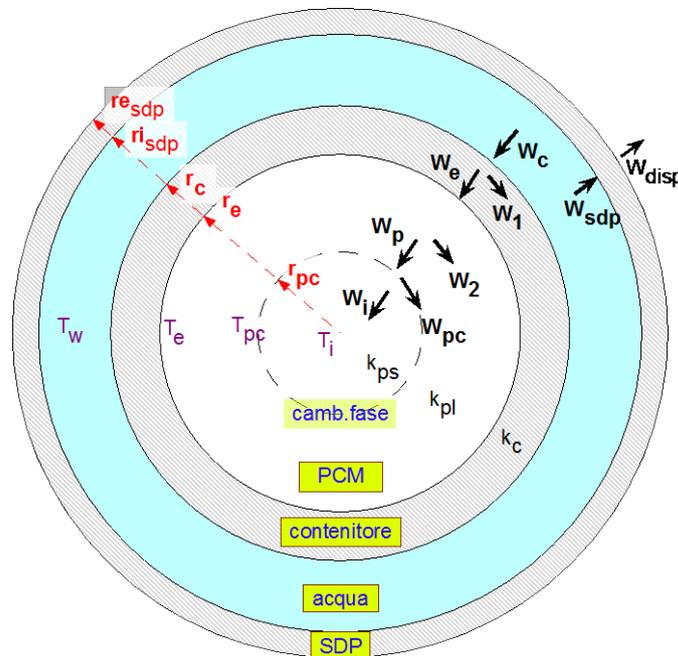


Figura 32 – Schema radiale della sezione di prova, con indicazione dei raggi, conducibilità, temperature ed energie

La simulazione è stata impostata quindi alle differenze finite, con step dt per il tempo e dr per il raggio solo nel PCM (che viene suddiviso in n_r corone circolari concentriche a partire da quella esterna), mentre le pareti sono valutate con le equazioni della conduzione in materiale omogeneo.

Definite le seguenti abbreviazioni:

L = lunghezza assiale
 ρ = densità
c = calore specifico
r = raggio
k = conducibilità termica
W = potenza
T = temperatura
t = tempo

e gli apici:

t = step temporale attuale
t-1 = step temporale precedente

sarà descritto in grandi linee il modello di calcolo per il caso di cilindro di PCM inizialmente solido che viene fuso essendo la $T_w > T_{pc}$. Il caso opposto, con PCM in solidificazione, si ottiene semplicemente scambiando i parametri di solido e liquido.

Il PCM è suddiviso in n_r cerchi concentrici e, per quello contenente il raggio r_{pc} della zona in cambiamento di fase, vengono calcolate le nuove frazioni di solido e di liquido ed il nuovo raggio r_{pc} . Tutte queste masse e le temperature di ogni cella sono memorizzate per lo step successivo.

In un'istante generico t e step assiale z , essendo noti r_{pc} , T_{pc} e T_w , il calore entrante fornito dall'acqua è approssimabile con l'equazione della conduzione in geometria cilindrica tra r_c e r_{pc} . Data la resistenza termica

$$R_{tot} = R_c + R_p \quad \text{con:} \quad R_c = \frac{\ln(r_c/r_e)}{2\pi L k_p} \quad \text{e} \quad R_p = \frac{\ln(r_e/r_{pc}(t))}{2\pi L k_p} \quad (7)$$

Il calore dall'acqua W_c è dato da

$$W_c = \frac{T_c - T_{pc}}{R_{tot}} \quad (8)$$

dove T_c è data dalla temperatura esterna media dell'acqua tenendo conto del coefficiente di scambio termico laminare $h = 3.66 k_w / D_{eff}$

Alla superficie esterna del pcm ($r=r_e$) si ha

$$T_e = T_c - W \cdot R_c = T_{pc} - W \cdot R_p \quad (9)$$

mentre la variazione di temperatura dell'acqua nel tratto Δz è:

$$\Delta T_w = T_{w1} - T_{w2} = \frac{W_c + W_{stp}}{\rho_w c_w Q_w} \quad (10)$$

La massa totale di PCM nello step radiale j è

$$M_j = \rho \pi L (r_{j,e}^2 - r_{j,j}^2) \quad (11)$$

Mentre la massa di liquido all'istante t , se j è il nodo contenente la zona di fusione ($r_{j,e} < r_{pc} < r_{j,i}$) è

$$M_{j,j}^t = M_{j,j}^{t-1} + \frac{W_{pc} \Delta t}{\lambda} \quad (12)$$

e, se la fusione è totale,

$$M_{j,j}^t > M_j \rightarrow M_{j+1,j}^t > M_{j,j}^t - M_j \quad ; \quad M_{j,j}^t = M_j$$

La W_{pc} è ottenuta sottraendo alla W_c le potenze assorbite dalle capacità termiche delle varie masse (contenitore, PCM solido e PCM liquido) a causa della variazione delle loro temperature tra gli istanti ($t-1$) e t . Sempre riferendoci alla nomenclatura di Figura 32, esse sono:

$$W_1 = M_c c_c \frac{(\bar{T}_c^t - \bar{T}_c^{t-1})}{\Delta t} \quad \text{dove: } \bar{T}_c = (T_c + T_e)/2 \quad (13)$$

$$W_2 = M_l c_{p,l} \frac{(\bar{T}_{pl}^t - \bar{T}_{pl}^{t-1})}{\Delta t} \quad \text{dove: } \bar{T}_{pl} = (T_e + T_{pc})/2 \quad (14)$$

Per quanto riguarda la parte solida, si procede in modo approssimato considerando la potenza necessaria a scaldare alla T_{pc} la massa M_{pc} che fonde nello step temporale.

$$W_f = M_{pc} c_{p,s} \frac{(\bar{T}_{pc}^t - \bar{T}_i^t)}{\Delta t} \quad \text{dove: } M_{pc}^t = \frac{W_{pc} \Delta t}{\lambda} \quad (15)$$

Quindi la potenza assorbita dal cambiamento di fase sarà:

$$W_{pc} = W_c - W_1 - W_2 - W_f \quad (16)$$

Essendo tali potenze funzioni del valore r_{pc} , i precedenti calcoli vengono iterati un numero prefissato di volte.

Ottenuta la soluzione, si passa al successivo step assiale, considerando che la nuova temperatura dell'acqua entrante è quella ottenuta dalla (10). Tutte le temperature delle precedenti equazioni sono ottenute come medie tra i valori a ($t-1$) e quelli a t . Sono inoltre inserite delle funzioni per tenere conto del ritardo fisico dovuto al tempo di transito dell'acqua nel tratto assiale Δz .

Arrivati all'ultimo step assiale, si ha la nuova temperatura di uscita dell'acqua dalla sezione di prova (e quindi dal serbatoio di accumulo) e, sommando tutte le potenze degli nz step assiali, si hanno le potenze totali assorbite dai vari componenti.

In caso di inversione del flusso (diminuzione della temperatura dell'acqua a un valore $T_w < T_{pc}$) prima della fusione completa del PCM, dato che le masse di PCM liquido restano memorizzate per ogni cella, si avrà la solidificazione a partire dall'esterno, ma con una zona più interna ancora liquida, per cui la simulazione otterrà ancora risultati realistici.

2.4.3 Simulazione dell'elemento cilindrico di PCM in geometria anulare

Il caso del contenitore anulare di Figura 10, la cui sezione radiale è schematizzata in Figura 33, è stato trattato con lo stesso procedimento, adottando le seguenti equivalenze:

Tabella 7 – equivalenze tra geometria cilindrica e anulare

Variabile	Cilindro	Anulo
Superficie di scambio acqua-contenitore	$2\pi L r_c$	$2\pi L (r_c + r_{cl})$
Area di passaggio acqua	$\pi (r_{sdp}^2 - r_c^2)$	$\pi (r_{sdp}^2 - r_c^2 + r_{cl}^2)$
Massa PCM	$\pi r_e^2 \rho_{PCM} L$	$\pi (r_e^2 - r_i^2) \rho_{PCM} L$
Massa pareti contenitore (s_c =spessore contenitore)	$\pi (r_c^2 - r_e^2) \rho_c L$ $\approx 2\pi r_c s_c \rho_c$	$\pi (r_c^2 - r_e^2 + r_i^2 - r_{cl}^2) \rho_c L$ $\approx 2\pi (r_c s_c + r_{cl} s_{cl}) \rho_c$
Spessore PCM	r_e	$r_e - r_i$
Resistenza termica parete contenitore	$\frac{\ln(r_c/r_e)}{2\pi k_c L}$	$\frac{1}{2\pi k_c L [1/\ln(r_c/r_e) + 1/\ln(r_c/r_{cl})]}$
Resistenza termica lato acqua	$\frac{1}{h \cdot 2\pi r_c L}$	$\frac{1}{h \cdot 2\pi (r_c + r_{cl}) L}$
Resistenza termica PCM	$\frac{\ln(r_e/r_{pc})}{2\pi k_p L}$	$\frac{1}{2\pi k_c L [1/\ln(r_e/r_{pc}) + 1/\ln(r_{pc}/r_i)]}$

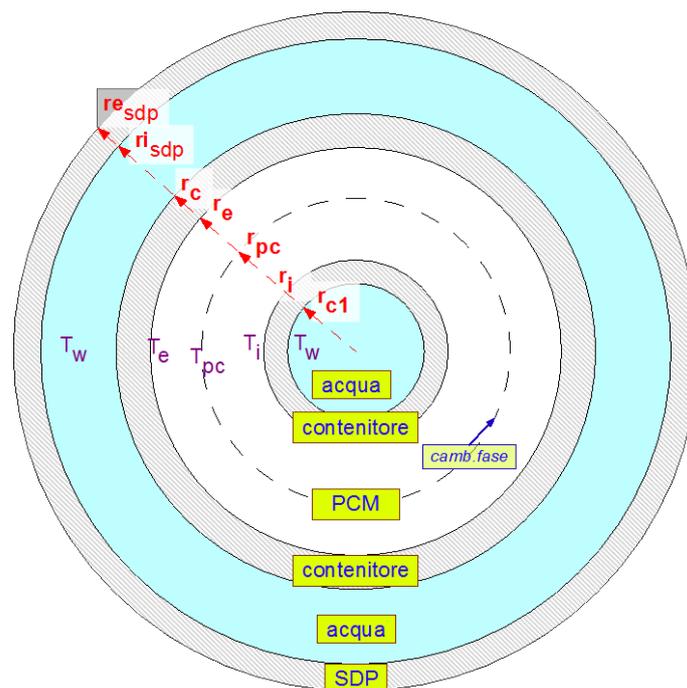


Figura 33 – Schema radiale della sezione di prova, con indicazione dei raggi e temperature

Questo ha permesso di semplificare notevolmente il problema, in quanto il caso anulare, una volta inizializzate le variabili secondo la Tabella 7, durante il transitorio torna ad utilizzare le stesse formule (e quindi le stesse subroutines) del caso cilindrico.

2.4.4 Simulazione degli altri componenti

Come già accennato, in questa fase è stata posta l'attenzione soprattutto alla simulazione del serbatoio a PCM. Per completare il ciclo di Figura 30, si sono comunque introdotte delle subroutines che simulano in maniera grossolana gli altri componenti, attraverso delle funzioni che introducono uno scambio di energia

con l'acqua in funzione della temperatura di ingresso di questa o di altri parametri, con il risultato di una variazione della sua temperatura e una potenza ricavata.

2.4.5 Modello provvisorio del campo solare

Si è considerata una potenza dal sole W_{sole} funzione del tempo (con un andamento dato da un file in ingresso in funzione delle ore dall'inizio del transitorio) e che viene trasferita all'acqua del ciclo. Si ha quindi:

$$\begin{aligned} W_w &= W_{sole} \\ \Delta T_w &= \frac{W_w}{\Gamma c_w} \\ T_u &= T_i + \Delta T_w \end{aligned} \quad (11)$$

2.4.6 Modello provvisorio della pompa di calore ad assorbimento

Si è stabilito che la pompa restituisce sempre l'acqua a T_{wu} se $T_{min} < T_{wi} < T_{max}$, smette di funzionare se $T_{wi} < T_{min}$, smaltisce l'eccesso se $T_{wi} > T_{max}$

caso 1) $T_{min} \leq T_{wi} \leq T_{max}$

$$\begin{aligned} \Delta T_w &= T_{wi} - T_{wu} \\ W_w &= \Gamma c_w \Delta T_w \\ W_{prod} &= \varepsilon W_w \\ \varepsilon &= f(T_{wi}) = \varepsilon_{min} + (\varepsilon_{max} - \varepsilon_{min}) \frac{(T_{wi} - T_{min})}{(T_{max} - T_{min})} \end{aligned} \quad (12)$$

caso 2) $T_{wi} > T_{max}$

$$\begin{aligned} W_{disp} &= \Gamma c_w (T_{wi} - T_{max}) \\ T'_{wi} &= T_{max} \end{aligned} \quad (13)$$

si procede come il caso 1)

caso 3) $T_{wi} < T_{min}$

$$T'_{wu} = T_{wi} \quad (14)$$

e poi anche in questo caso si procede come il caso 1)

2.4.7 Modello provvisorio dell'acqua sanitaria

Se in ingresso si ha $T_{wi} > T_{wi,min}$, la potenza richiesta è fissa e pari a quella che porta a salto di temperatura da $T_{wi,min}$ a $T_{wu,min}$, altrimenti la T_{wu} è fissa e pari a $T_{wu,min}$.

caso 1) $T_{wi} > T_{wi,min}$

$$\begin{aligned} W_w &= \Gamma c_w (T_{wi,min} - T_{wu,min}) \\ \Delta T_w &= \frac{W_w}{\Gamma c_w} \\ T_{wu} &= T_{wi} - \Delta T_w \end{aligned} \quad (15)$$

caso 2) $T_{wu,min} \leq T_{wi} \leq T_{wi,min}$

$$\begin{aligned} T_{wu} &= T_{wu,min} \\ W_w &= \Gamma c_w (T_{wi} - T_{wu}) \end{aligned} \quad (16)$$

caso 3) $T_{wi} < T_{wu,min}$

$$T_{wu} = T_{wi}$$

$$W_w = 0$$

(17)

2.4.8 Modello provvisorio della pompa di calore a CO₂

Fornisce fluido a $T=T_{CO_2}$ con potenza disponibile tale da generare un $\Delta T = \Delta T_{max}$ se $T_{wi} < T_{w,min}$, mentre per $T > T_{w,min}$ la potenza diminuisce, fino a zero quando $T_{wi} \geq T_{w,max}$

$$T_{wi} \leq T_{w,min} \rightarrow \Delta T_w = \Delta T_{max}$$

$$T_{w,min} < T_{wi} < T_{w,max} \rightarrow \Delta T_w = \Delta T_{max} \frac{(T_{wi} - \Delta T_{w,min})}{T_{w,max} - \Delta T_{w,min}} \quad (18)$$

$$T_{wi} \geq T_{w,max} \rightarrow \Delta T_w = 0$$

$$T_{wu} = T_{wi} + \Delta T_w$$

$$W_w = \Gamma c_w \Delta T_w \quad (19)$$

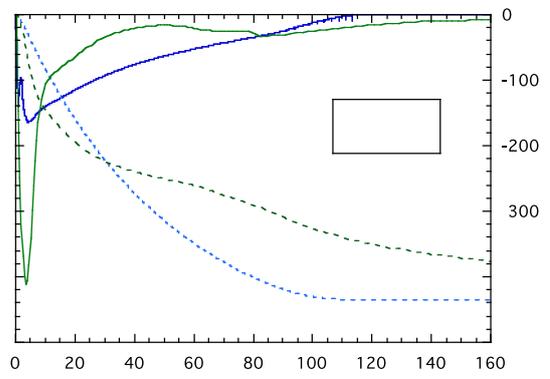
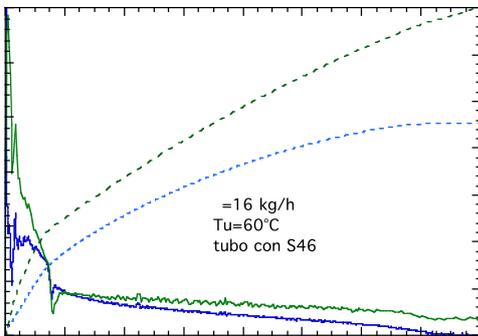
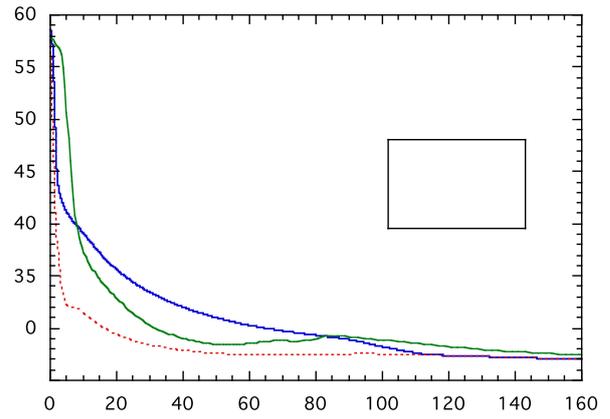
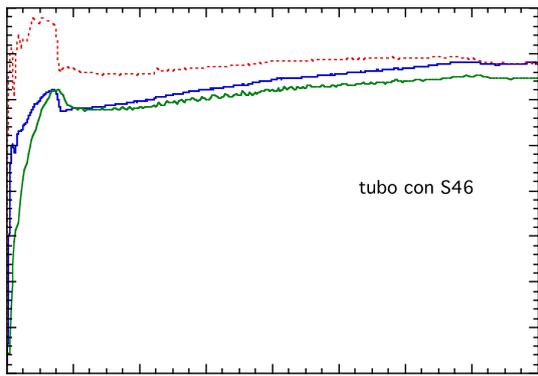
2.5 Simulazione delle prove sperimentali con PCM

La validazione dei modelli relativi ai contenitori di PCM è stata effettuata confrontando gli andamenti da essi calcolati con i dati sperimentali disponibili. Considerando un ciclo semplificato rispetto a quello completo di Figura 30, composto da un solo il serbatoio di accumulo e andamento imposto alla temperatura di ingresso, sono quindi stati inseriti i dati iniziali reali e quelli in ingresso durante il transitorio (temperatura e portata dell'acqua), letti direttamente dal file acquisito nella prova sperimentale. Gli andamenti nel tempo delle temperature in uscita e delle potenze sono confrontati con quelli ottenuti dallo stesso file. Saranno ora mostrati i risultati ottenuti su alcune delle prove mostrate in precedenza (da Figura 17 a Figura 22). In particolare Figura 34 e Figura 35 mostrano le simulazioni delle due prove sperimentali più affidabili con il contenitore cilindrico (prima del deterioramento del PCM), mentre in Figura 36 e Figura 37 sono mostrate le prove equivalenti con il contenitore anulare. Le simulazioni delle altre prove sperimentali disponibili (sia quelle con la nuova sezione di prova, sia quelle del 2013 [12]) hanno andamenti molto simili.

Per il contenitore cilindrico da Figura 34 e Figura 35 si può vedere che la temperatura di uscita dell'acqua cresce più rapidamente del reale nei primi 5-10 minuti, a causa soprattutto del fatto che il modello approssima il ritardo fisico tra ingresso e uscita dovuto al tempo di transito dell'acqua con un rallentamento della diffusione del calore tra due step temporali successivi. Questo diminuisce di validità all'aumentare della stratificazione. In seguito invece, quando lo scambio di energia con il PCM diventa predominante nella variazione di temperatura tra ingresso e uscita, la simulazione dell'andamento della temperatura dell'acqua diventa abbastanza affidabile. Questo comportamento si vede ancora più amplificato negli andamenti della potenza e dell'energia, cosa che era avvenuta anche nelle vecchie simulazioni con Fluent [12].

Per quanto riguarda l'adattamento del modello del contenitore cilindrico a quello anulare, le Figura 36 e Figura 37 mostrano comportamenti abbastanza simili alle precedenti, dimostrando l'accettabilità delle approssimazioni introdotte in base alla Tabella 7.

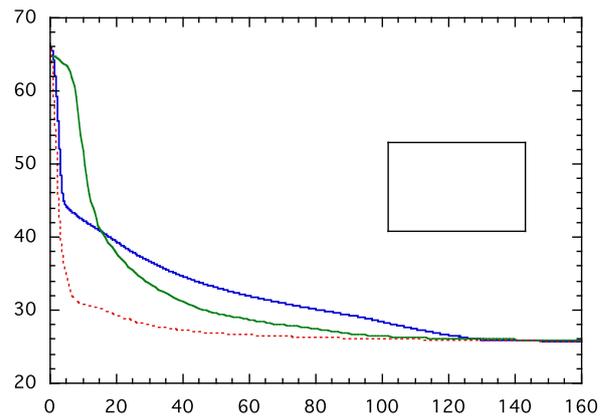
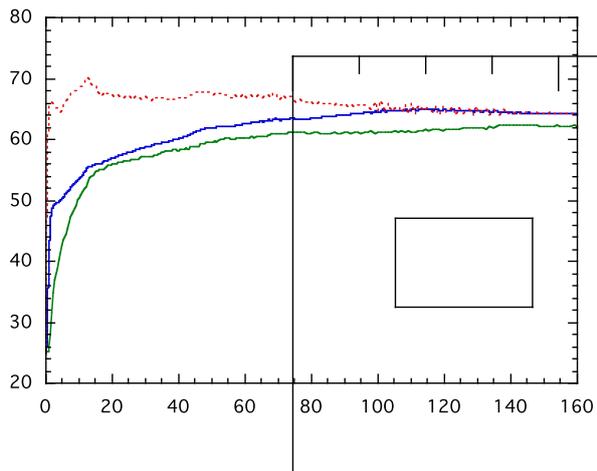
Il risultato è abbastanza soddisfacente, anche dal confronto con quanto ottenuto nelle simulazioni con FLUENT in [12], dove gli andamenti calcolati avevano scostamenti poco migliori di quelli attuali a fronte di una complessità della simulazione estremamente maggiore. Per la simulazione di un transitorio di durata 10000 s il programma attuale impiega circa 1.3 s, contro circa 2 ore di Fluent, per cui il rapporto tra tempo simulato e quello di calcolo è passato da circa 1.4 a 7700.

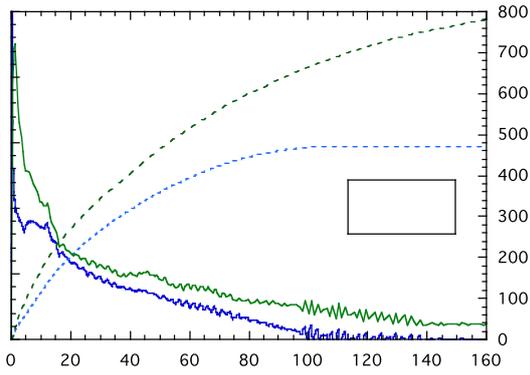


(a)

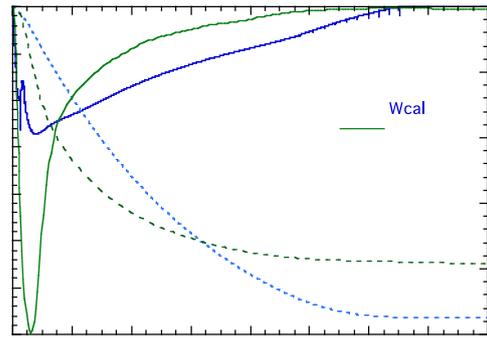
(b)

Figura 34 – Tubo con contenitore cilindrico con PCM S-46, $T_{fin}=60^{\circ}C$, $\Gamma=16$ kg/h: (a) salita; (b) discesa



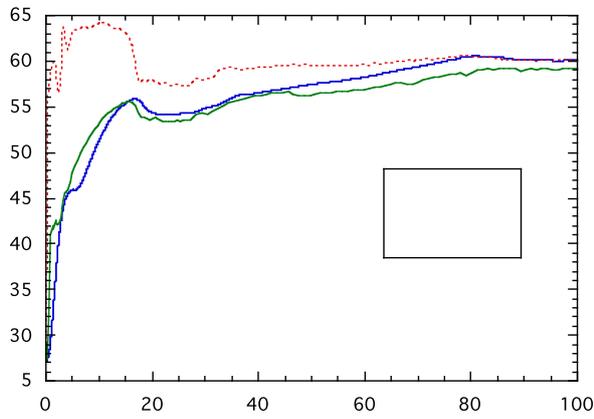


(a)

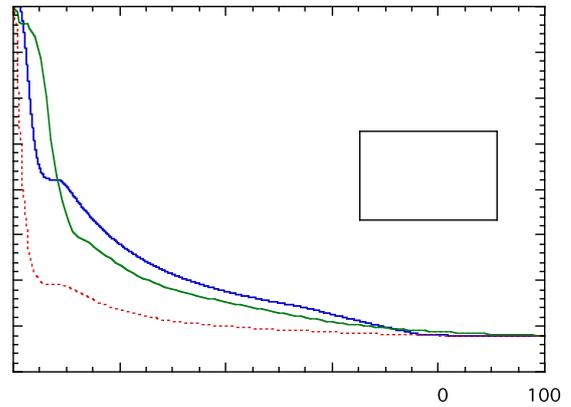


(b)

Figura 35 – Tubo con contenitore cilindrico con PCM S-46, $T_{fin}=66^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=10\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa



(a)



(b)

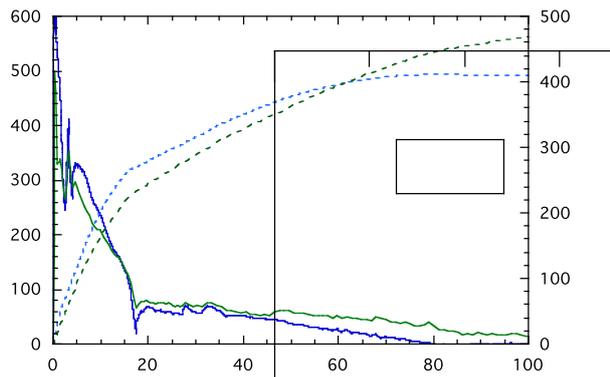
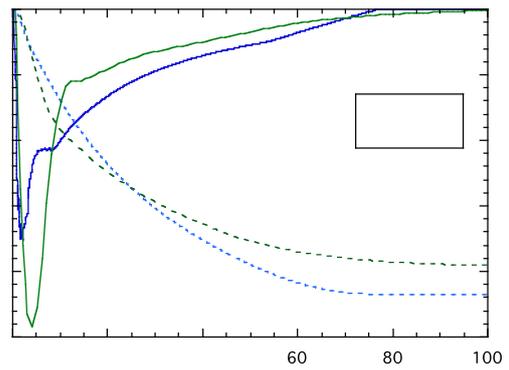


Figura 36 – Tubo con contenitore anulare con PCM A-46, $T_{fin}=60^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=16\text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa



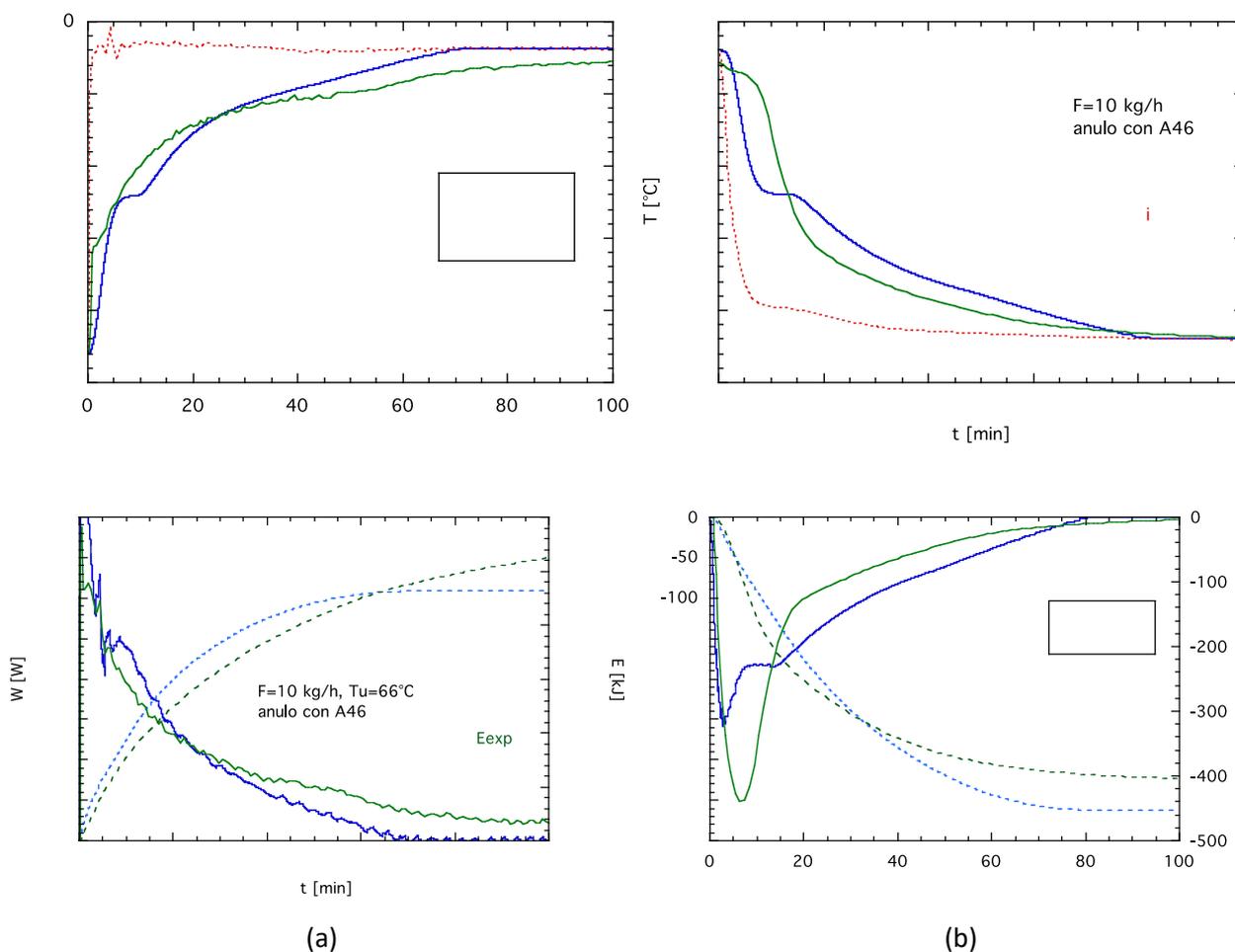
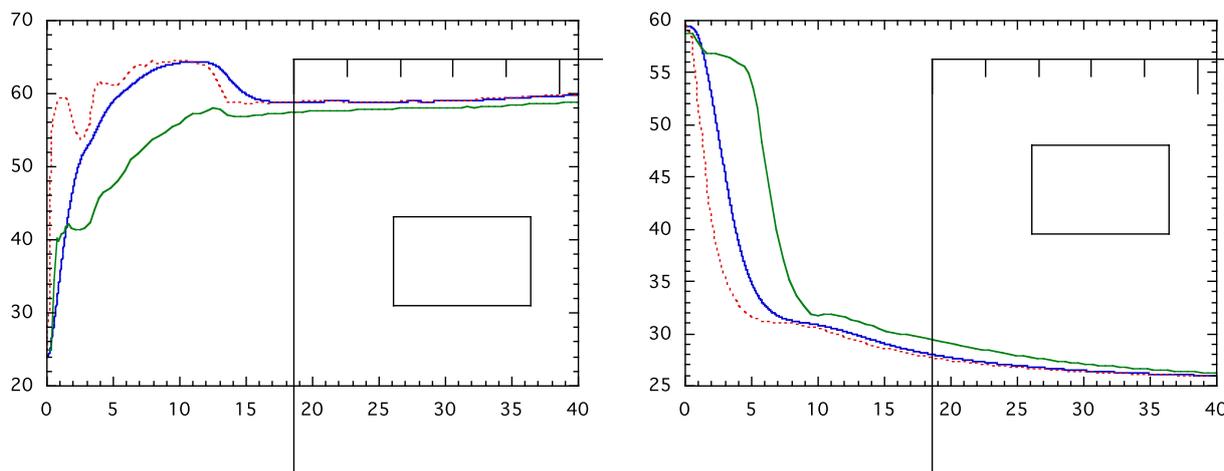


Figura 37 – Tubo con contenitore anulare con PCM A-46, Tfin=66°C, Γ=10 kg/h: (a) salita; (b) discesa

Si ritiene quindi che il modello dell’elemento di serbatoio di accumulo con PCM sia accettabile per essere utilizzata all’interno della simulazione del ciclo complessivo.

Lo stesso modello è stato anche confrontato senza modifiche con le prove a contenitore vuoto (Figura 15 e Figura 16), ricorrendo all’artificio di considerare un PCM con densità quasi nulla. I risultati (Figura 38) in questo caso sono meno soddisfacenti, in quanto il ritardo dovuto al tempo di transito rimane di importanza primaria in tutto il transitorio, non essendoci scambio di energia per cambiamento di fase nel contenitore.

Si rende necessario quindi un intervento con una modifica del programma per tenere conto di tale aspetto, modifica che dovrebbe migliorare il comportamento iniziale anche per i casi con contenitore pieno di PCM.



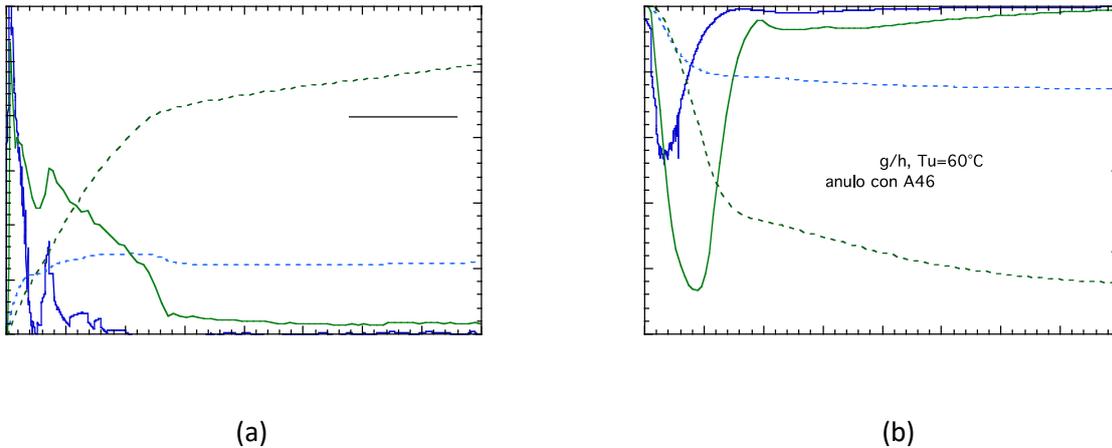


Figura 38 – Tubo con contenitore anulare vuoto, $T_{fin}=60^{\circ}\text{C}$, $\Gamma=16 \text{ kg/h}$: (a) salita; (b) discesa

2.6 Simulazione del ciclo completo

Il programma di simulazione è stato impostato in maniera più possibile modulare, per permettere di aggiornare i modelli di calcolo dei vari componenti mantenendo invariato il programma principale. Questo quindi consiste semplicemente in un loop sul tempo, con step dt scelto all'inizio e con i parametri iniziali letti da files di input che possono contenere più casi selezionabili da menù a tendina. Una volta impostato lo stato iniziale del ciclo, vengono richiamate in sequenza le subroutines dei vari componenti di Figura 30a partire dal campo solare, con all'ingresso di ciascuno di essi l'acqua alle condizioni di uscita calcolate nel componente precedente. Calcolato l'ultimo componente (nel caso attuale la pompa di calore a CO₂), l'acqua in uscita da esso viene considerata in ingresso al campo solare nel nuovo step temporale.

In Figura 39 è mostrato il programma principale, costituito da varie subroutines (le icone quadrate), dai flussi di dati (rappresentati da fili di vario tipo) e operatori. Lo schema in realtà è ancora semplificabile, in quanto attualmente sono inserite molte uscite di controllo che possono essere eliminate una volta testato nella versione definitiva. In Figura 40 viene mostrata l'attuale interfaccia utente dopo una simulazione di un transitorio di 48 ore con variazioni dell'irraggiamento solare imposti (linea rossa del primo grafico W), con le temperature di i Figura 30. Utilizzando uno step temporale di 4 s, dall'indicatore in basso a sinistra si vede che il tempo di calcolo per tale transitorio è stato meno di 18 s, tenendo però presente che a parte i due serbatoi con PCM, gli altri componenti sono simulati da modelli molto semplici e quindi estremamente leggeri dal punto di vista delle risorse di calcolo.

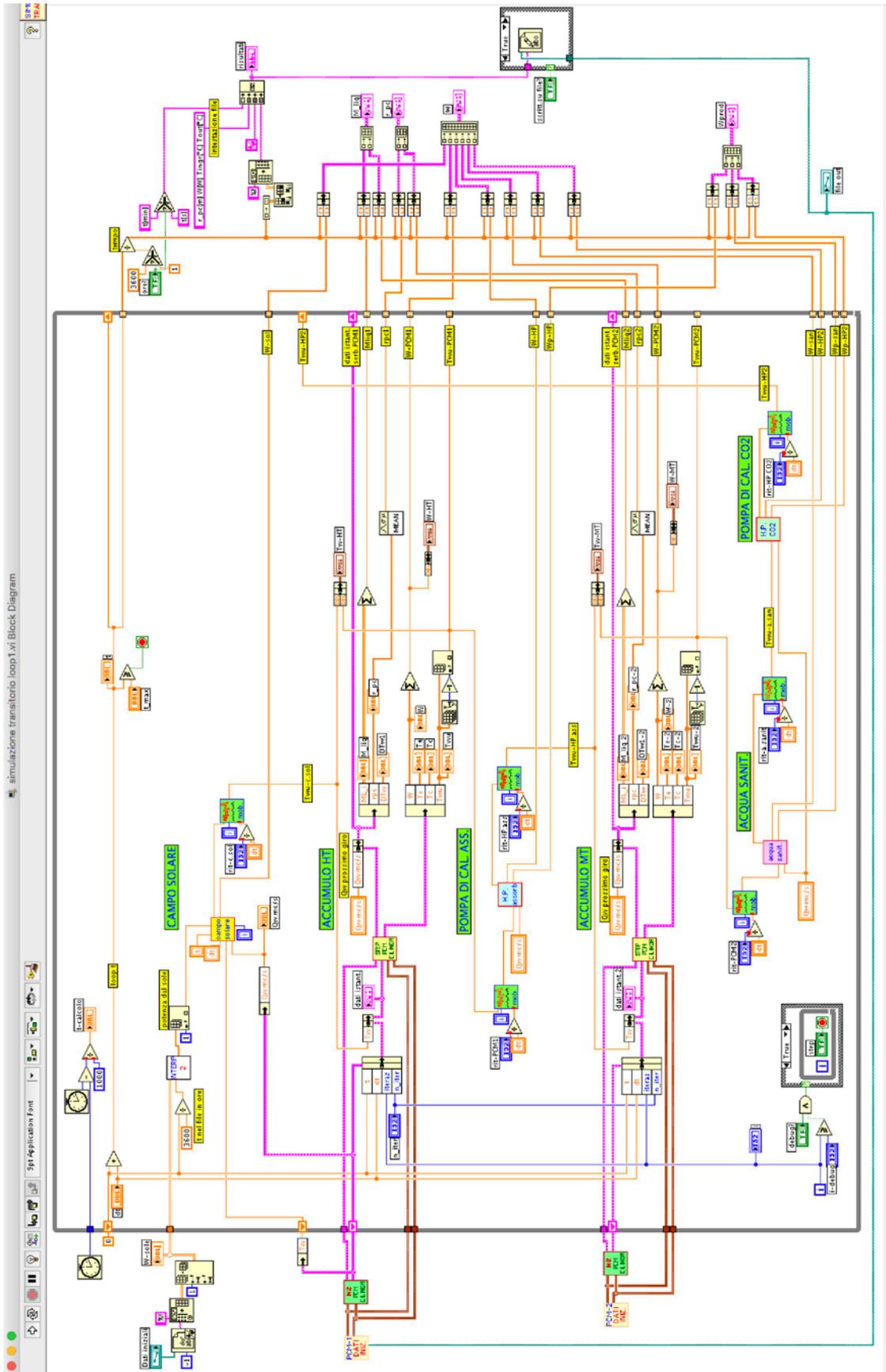


Figura 39 – Programma di simulazione

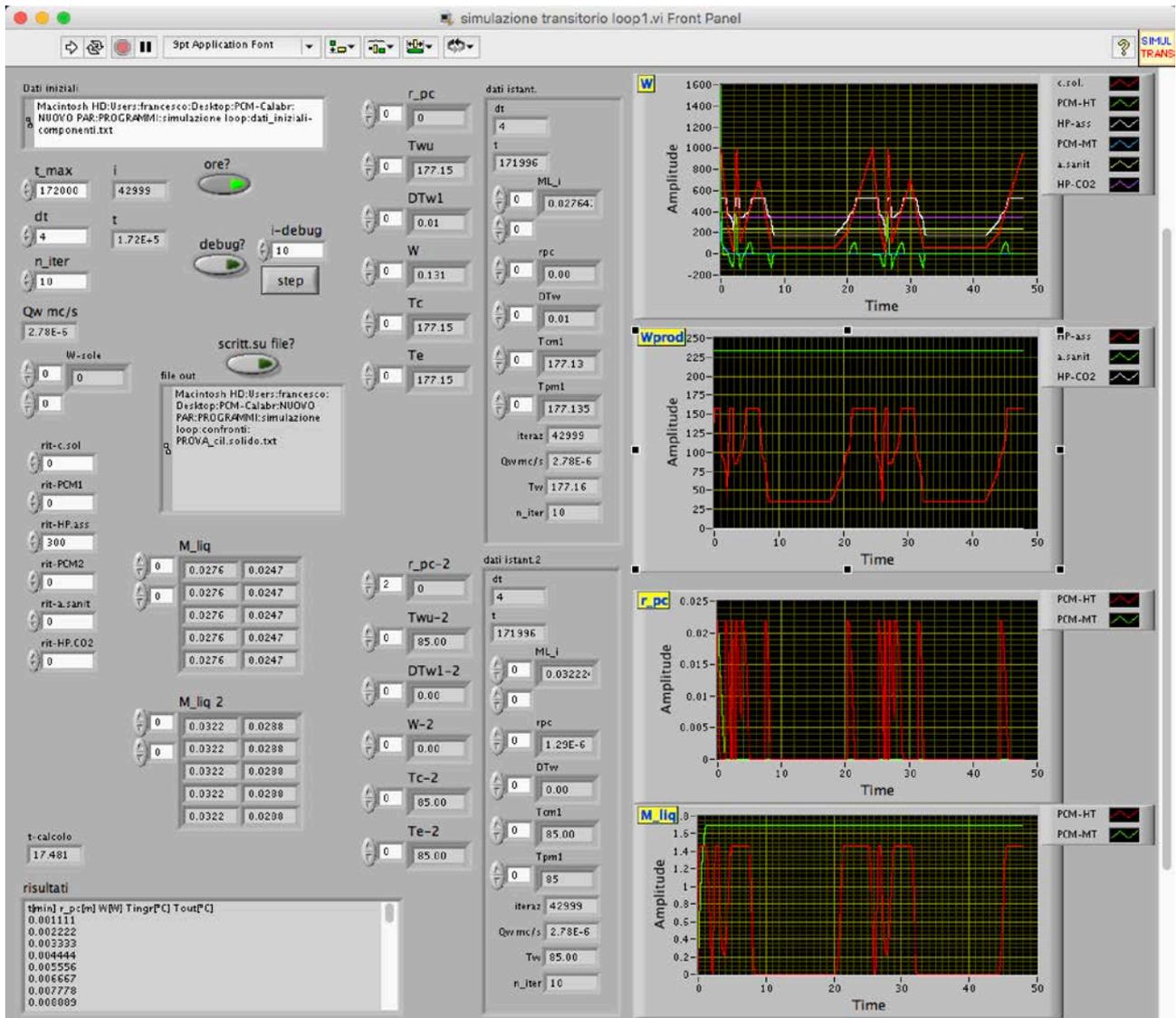


Figura 40 – Pannello frontale dopo una simulazione di circa 48 ore

3 Conclusioni

Il confronto sperimentale delle prestazioni di un serbatoio di accumulo termico con all'interno PCM in due tipi di contenitore (cilindrico e anulare) rispetto al serbatoio senza PCM, ha mostrato che il PCM tende a attenuare i transitori di temperatura e accumulare più energia rispetto alla sola acqua, ma solo per tempi lunghi, mentre la durata dei transitori è troppo breve non si riesce a sfruttare la maggiore energia accumulabile come calore latente. I dati sperimentali sono stati poi confrontati con le previsioni di un modello di calcolo molto semplificato, e i risultati ottenuti sono soddisfacenti se si considera l'enorme diminuzione di tempo di calcolo rispetto alla stessa simulazione fatta con codici CFD. Si è poi impostato un programma per la simulazione, su tempi molto lunghi, di un ciclo comprendente vari componenti (campo solare, serbatoi di accumulo, pompe di calore, produzione acqua sanitaria), che proprio per la velocità della simulazione dei serbatoi, dovrebbe permettere di valutare il rendimento energetico delle diverse scelte possibili sui sistemi di accumulo.

4 Riferimenti bibliografici

1. I. Dincer, M. Rosen, "Thermal Energy Storage: Systems and Applications", Second Edition, John Wiley and Sons Ltd. (2011)
2. AA.VV., "IEA-ETSAP and IRENA© Technology Brief E17 " January 2013, www.etsap.org
3. [H. Zhang, J. Baeyens, G. Cáceres, J. Degreève, Y. Lv, "Thermal energy storage: Recent developments and practical aspects", *Progress in Energy and Combustion Science* 53 (2016) 1–40
4. O. Ercan Ataer, "Storage Of Thermal Energy", in *Energy Storage Systems*, Ed. Yalcin Abdullah Gogus, in *Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS)*, (2006) [<http://www.eolss.net>]
5. J.E.B. Nelson, A.R. Balakrishnan, S. Srinivasa Murthy, "Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems", *Applied Thermal Engineering* 19 (1999) 89-115
6. J.F. Belmonte, P. Eguía, A.E. Molina, J.A. Almendros-Ibáñez, R. Salgado, "A simplified method for modeling the thermal performance of storage tanks containing PCMs", *Applied Thermal Engineering* 95 (2016) 394–410
7. A.S. Fleischer, "Thermal Energy Storage Using Phase Change Materials", *SpringerBriefs in Thermal Engineering and Applied Science* (2015). DOI 10.1007/978-3-319-20922-7_2 - Chapter 2
8. A. Real, V. García, L. Domenech, J. Renau, N. Montés, F. Sánchez, "Improvement of a heat pump based HVAC system with PCM thermal storage for cold accumulation and heat dissipation", *Energy and Buildings* 83 (2014) 108–116
9. Murat Kenisarin , Khamid Mahkamov, "Solar energy storage using phase change materials", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11 (2007) 1913–1965
10. Atul Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 318–345 319
11. D.J. Malan , R.T. Dobson , F. Dinter, "Solar thermal energy storage in power generation using phase change material with heat pipes and fins to enhance heat transfer.", *Energy Procedia* 69 (2015) 925 – 936
12. F. D’Annibale, G. Zummo, C. Menale, F. Sfrattoni, "Test sperimentali di nuovi materiali a cambiamento di fase in grado di assicurare performance più elevate in termini velocità di risposta del PCM alla variazione di temperatura del fluido primario", Report RdS/PAR2013/156
13. F. D’Annibale, C. Menale, "Studio di metodi per l’aumento delle prestazioni dei sistemi di accumulo termico basati su materiali a cambiamento di fase", Report RdS/PAR2014/229
14. C. Bassano, P. Deiana, "Analisi e modellazione di impianti CTL ", ENEA Report RdS/2011/282
15. R. Bubbico, B. Loreti, C. Menale, "Analisi teorica delle modalità di scambio termico tra acqua e PCM: studio parametrico delle principali variabili in gioco", Report RdS/PAR2013/Progetto C.3

5 Abbreviazioni ed acronimi

A	Area [m ²]
A46	PCM paraffina con T _{pc} =46°C
c _p	Calore specifico [J/kg K]
c	Calore specifico (*) [J/kg K]
D	Diametro [m]
D _{eq}	Diametro equivalente [m]
E	Energia [J]
f	Fattore di attrito di Fanning
h	Coefficiente di scambio termico, [W/m ² K]
k	Conducibilità termica [W/m K]
L	Lunghezza; Lunghezza assiale (*) [m]
M	Massa [kg]
p	pressione [Pa]
PCM	Phase change material

q''	Flusso di calore [W/m^2]
r	Raggio [m]
R	Resistenza termica [K/W]
s	spessore [m]
S	Superficie, [m^2]
S46	PCM sale idrato con $T_{pc}=46^{\circ}C$
t	tempo
T	Temperatura [$^{\circ}C$]
T_{pc}	Temperatura di cambiamento di fase [$^{\circ}C$]
u	Velocità [m/s]
VHC	Capacità termica volumetrica [J/m^3]
W	Potenza [W]

Simboli Greci

Γ	portata [kg/s]
λ	Calore latente di fusione [J/kg]
μ	viscosità dinamica [kg/m s]
ρ	Densità [kg/m^3]

Pedici

a	ambiente
c	contenitore (*)
cal	calcolato
disp	dispersa
e	esterno; esterno del PCM (*)
exp	sperimentale
fin	finale
i	ingresso
i	interno (*)
in	iniziale
int	interno
l	liquido
max	massimo
p	PCM (*)
par	relativo alla parete
pc	phase change
PCM	relativo al PCM
risc	riscaldatore
s	solido
sdp	sezione di prova
sup	superiore, parte alta del PCM
tot	totale
u	uscita
w	acqua

apici (*)

t = step temporale attuale

t-1 = step temporale precedente

(*) nelle equazioni della simulazione