

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale in
Ingegneria Aerospaziale

**PROGETTAZIONE DELL'ACCUMULO
TERMICO NEGLI IMPIANTI SOLARI
TERMODINAMICI**

Relatore: prof. Pierfrancesco Brunello

Correlatori: ing. Gianpietro Marchiori

ing. Cristiana Manfrin

Laureando: LUCA BARUZZO

Matricola: 1057597

A.A. 2013/2014

*“Se non ci fosse il Sole...
per gli altri astri sarebbe notte”*

Eracrito

Ringraziamenti

A molte persone devo il mio più sentito ringraziamento: che ognuna di queste si senta partecipe di questo lavoro.

Il primo ringraziamento va alla mia famiglia per essere sempre stata al mio fianco nel raggiungimento di questo traguardo. Papà Roberto per l'aiuto culturale e l'esempio professionale sempre dimostrato; Mamma Graziella per l'affetto e la sincerità mostrati nei momenti di difficoltà; Kristian per aver condiviso i momenti di svago e Sara come esempio da seguire.

Un ringraziamento speciale a Fabiola, per essermi sempre stata vicina con amore e aver condiviso il percorso di studi.

Le nonne Olinda e Amelia per l'esempio di vita e di fede sempre dimostrato in questi anni.

Tutti i parenti più stretti per essere presenti in questo momento di gioia.

L'Azienda EIE Group, in particolare: l'ing. Gianpietro Marchiori per avermi dato la possibilità di vivere questa esperienza, l'ing. Cristiana Manfrin per avermi accompagnato in questa esperienza lavorativa con rispetto e professionalità.

Ringrazio il prof. Pierfrancesco Brunello per l'interesse, le conoscenze e la piena disponibilità nel supportarmi in questo lavoro.

Un ringraziamento a tutti i professori e in particolare al prof. Magrini ed alla dott.ssa Zanmarchi per i consigli dati in fase di sperimentazione.

Infine un ringraziamento va anche a tutti gli amici per la simpatia e l'allegria condivisa nei momenti di gioco.

“Il talento ti fa vincere una partita. L'intelligenza e il lavoro di squadra ti fanno vincere un campionato!”

Michael Jordan

Indice

SIMBOLOGIA	11
INTRODUZIONE	15
CAPITOLO 1 – Impianti solari termodinamici	19
1.1 FUNZIONAMENTO	19
1.2 COMPONENTI DI UN IMPIANTO	22
1.2.1 Sistema di concentrazione	22
1.2.2 Elemento di captazione	27
1.2.3 Accumulatori termici	29
1.2.4 Cicli di potenza	29
1.3 CONTESTO ECONOMICO - FINANZIARIO.....	38
1.3.1 Impianto fotovoltaico	39
1.3.2 Impianto CSP	40
1.3.3 Confronto	41
CAPITOLO 2 – Serbatoio di accumulo.....	45
2.1 CLASSIFICAZIONE DEI MATERIALI DI ACCUMULO	47
2.2 TIPOLOGIE DI ACCUMULO TERMICO	52
CAPITOLO 3 – Solar Salt	55
3.1 I SOLAR SALT PIU' UTILIZZATI.....	55
3.2 MISCELA DI SALI FUSI - KNO ₃ - NaNO ₃	58
CAPITOLO 4 – Materiali a cambiamento di fase.....	63
4.1 UTILIZZI E CARATTERISTICHE DEI MATERIALI PCM	63

4.2	CLASSIFICAZIONE	67
4.3	MODALITÀ DI INCAPSULAMENTO.....	76
4.4	MATERIALI PCM DISPONIBILI IN COMMERCIO	78
4.4.1	Confronto tra PCM con cambio di fase a 500°	82
CAPITOLO 5 – Soluzioni impiantistiche		87
5.1	IMPIANTO CON DUE SERBATOI DI SOLO SOLAR SALT	87
5.2	IMPIANTO CON UN SERBATOIO DI SOLAR SALT E PCM	91
CAPITOLO 6 – Modelli di simulazione.....		93
6.1	LA RADIAZIONE SOLARE	93
6.1.1	Test reference years	94
6.1.2	Radiazione incidente sugli specchi	96
6.1.2.1	Radiazione diretta	97
6.1.2.2	Radiazione diffusa	102
6.1.3	Codice Matlab	104
6.2	MODELLO TERMODINAMICO DELL'IMPIANTO CON DUE SERBATOI	106
6.2.1	Sistema di bilancio delle portate di massa	107
6.2.2	Codice Matlab	109
6.3	MODELLO TERMODINAMICO DELL'IMPIANTO CON UN SERBATOIO	110
6.3.1	Serbatoio di accumulo	111
6.3.1.1	Codice Matlab	116
6.3.2	Generatore di vapore	119
6.3.2.1	Codice Matlab	123
6.3.3	Ciclo Rankine considerato	125
6.3.3.1	Codice Matlab	133

CAPITOLO 7 – Risultati delle simulazioni.....	133
7.1 LA RADIAZIONE SOLARE.....	133
7.2 MODELLO TERMODINAMICO DELL’IMPIANTO CON DUE SERBATOI	137
7.2.1 Validazione modello	137
7.3 MODELLO TERMODINAMICO DELL’IMPIANTO CON UN SERBATOIO	141
7.3.1 Impianto prototipo senza PCM	142
7.3.2 Impianto prototipo con PCM	148
7.3.3 Confronto	158
 CAPITOLO 8 – Aspetti tecnologici del serbatoio di accumulo.....	161
8.1 DIMENSIONI SERBATOIO DI ACCUMULO.....	162
8.1.1 Stabilità <i>solar salt</i> al variare dell’area di scambio	163
8.2 INCAPSULAMENTO DEL PCM.....	165
8.2.1 Involucri sferici	166
8.2.2 Involucri cilindrici	167
8.3 COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO.....	170
 CAPITOLO 9 – Sperimentazione relativa al materiale per il contenimento del PCM	179
9.1 REQUISITI E OBIETTIVI.....	180
9.2 PROVE.....	181
9.3 RISULTATI	186
 CONCLUSIONI	195
 BIBLIOGRAFIA	199

Simbologia

$\dot{m}_v$: portata massica di vapore

h_i : entalpie dei vari punti del ciclo

T_i : temperatura iniziale della sostanza

T_f : temperatura finale della sostanza

T_m : temperatura di fusione del materiale

r : calore latente di fusione del materiale

m : massa della sostanza

c_s : calore specifico della sostanza allo stato solido

c_l : calore specifico della sostanza allo stato liquido

c_p : calore specifico della sostanza

d : declinazione solare

l : latitudine

h : angolo orario

Ψ : angolo di Azimuth

χ : angolo di Tilt della superficie

fuso : meridiano della località

LO : longitudine del sito in gradi

UT : Universal Time

LCT : Local Civil Time

LST : Local Solar Time

ST : Standard Time

β : altezza solare

φ : azimuth solare

T_u : temperatura di uscita dal serbatoio caldo

T_i : temperatura d'ingresso al serbatoio caldo

H_{glo}, θ : radiazione solare globale proiettata

A : area effettiva di captazione

$\Delta\tau$: passo temporale di simulazione

$P_{imp_{eff}}$: potenza effettiva

η : rendimento del ciclo di potenza

$t_{storage}$: ore di "storage" dell'impianto

T_{cf} : temperatura di cambiamento di fase del PCM

$T_{ss}(j + 1)$: temperatura incognita solar salt all'istante di tempo

$T_{ss}(j)$: temperatura solar salt all'istante di tempo precedente

m_{ss} : massa di solar salt

c_{ss} : calore specifico solar salt

K : coefficiente di scambio tra solar salt e PCM

A_s : area di scambio termico serbatoio

$T_{pcm}(j + 1)$: temperatura incognita PCM all'istante di tempo

$T_{pcm}(j)$: temperatura PCM all'istante di tempo precedente

m_{pcm} : massa di PCM

c_{pcm_l} : calore specifico PCM allo stato liquido

c_{pcm_s} : calore specifico PCM allo stato solido

$x_{pcm}(j + 1)$: titolo incognito PCM all'istante di tempo

r : calore latente PCM

q_{in} : flusso termico positivo dovuto alla radiazione solare

q_{out} : flusso termico negativo utile alla generazione della potenza dell'impianto

K_s : coefficiente di scambio tra solar salt e vapore

A_{scamb} : area di scambio termico nello scambiatore

$\dot{m}_v$: portata massica di vapore

c_v : calore specifico vapore

T_{u_i} : temperature incognite di uscita dall'elemento considerato

T_{i_i} : temperature di uscita dall'elemento precedente a quello considerato

v : volume specifico vapore

h_{vs} : entalpia vapore saturo

h_{ls} : entalpia liquido saturo

η_{iso} : rendimento isoentalpico

$h_{3''}, h_4$: entalpie ideali (senza irreversibilità)

L : lunghezza caratteristica scambiatore

k : conducibilità termica solar salt

β : coefficiente dilatazione cubica solar salt

Nu : numero di Nusselt

Pr : numero di Prandtl

Ra : numero di Rayleigh

Introduzione

L'idea di realizzare questo lavoro è nata dall'interazione tra le conoscenze sviluppate in questi anni di studio nel corso di laurea in ingegneria aerospaziale e la proposta di collaborazione da parte dell'Azienda EIE GROUP di Mestre (VE).

La seguente trattazione è relativa alla ricerca e alla modellazione di un innovativo sistema di accumulo applicato in particolare ad un prototipo di impianto solare termodinamico, detto anche CSP. La conciliazione tra le conoscenze personali acquisite e la progettazione in questione è molto stretta. L'idea di base sta infatti nell'utilizzare le competenze della figura professionale dell'ingegnere aerospaziale per introdurre l'utilizzo di materiali a cambiamento di fase come elemento di accumulo di energia termica.

L'Azienda EIE GROUP ha scelto di lanciarsi in un nuovo ambito di ricerca rispetto al loro tradizionale campo di leadership nella realizzazione di telescopi, radiotelescopi, osservatori astronomici e strumentazione scientifica con particolari assets ingegneristici e consolidate competenze nella fabbricazione, montaggio e gestione di meccanismi e impianti. Anche il nuovo campo di ricerca è strettamente legato al settore dell'astronomia.

Il concetto innovativo pensato dall'Azienda e modellato in questa Tesi, ha come scopo primario consentire l'osservazione astronomica grazie alla produzione di energia elettrica ottenuta sfruttando la principale fonte di energia naturale: il Sole.

Mentre l'osservazione astronomica si può ritenere un'attività svolta completamente in ore notturne, il Sole consente di essere sfruttato come fonte di energia soltanto nelle ore di luce. Questo concetto ha portato a ricercare una tecnologia che consentisse di sfruttare il calore solare anche in mancanza del Sole. La strategia innovativa quindi deve consentire di immagazzinare il calore durante le ore di luce ma di poterne usufruire sia durante il giorno che durante le ore di osservazione.

Nel campo degli impianti solari termodinamici il concetto di accumulo termico in realtà ha già raggiunto buoni traguardi. In alcuni degli impianti attualmente in funzione il problema viene risolto con l'utilizzo di un doppio serbatoio di accumulo. In questo modo nelle ore di luce viene sfruttato direttamente parte del calore solare concentrato nel

fluido termovettore, mentre l'avanzo di fluido riscaldato viene immagazzinato come riserva. Tale scorta viene sfruttata nelle ore in cui la radiazione solare non è più in grado di soddisfare il fabbisogno energetico richiesto dal ciclo di potenza.

L'innovazione trattata in questa Tesi sta nel semplificare costruttivamente il sistema di accumulo sfruttando la proprietà di cambiamento di fase da parte dei cosiddetti materiali PCM.

Oltre al fatto che il campo delle energie rinnovabili è attualmente uno dei campi in cui vengono maggiormente impiegate le risorse economiche e umane, l'utilizzo della fonte primaria Sole è ancor più apprezzabile se si pensa che le principali stazioni di osservazione astronomica sono situate in località desertiche, dove la radiazione solare raggiunge valori importanti.

Con la modellazione sviluppata di seguito si vuole verificare se un sistema con unico serbatoio di accumulo, in cui sia presente anche del materiale a transizione di fase, consenta di ridurre la massa delle sostanze utili all'accumulo termico rispetto ai tradizionali sistemi a due serbatoi. Il tutto rafforzato dall'aspetto costruttivo di aver un serbatoio in meno.

Nella trattazione seguente si è innanzitutto fatta una panoramica generale del funzionamento e dei componenti che costituiscono gli impianti a concentrazione solare.

In una fase successiva, sempre prima di scendere nella progettazione vera e propria, vengono illustrate le principali sostanze che possono essere utilizzate come fluido termovettore e le caratteristiche fisiche e chimiche dei principali materiali PCM che possono essere usati per tale applicazione, individuando una possibile valida soluzione da considerare in fase di simulazione.

Prima di illustrare il nuovo sistema di accumulo, per comprendere meglio il tipico funzionamento dei tradizionali impianti termodinamici a due serbatoi, si è scelto di modellare anche questa strategia di accumulo.

Una volta chiaro il funzionamento, si sono implementati dei codici tempovarianti di simulazione per la nuova tipologia di accumulo ad unico serbatoio.

Nella progettazione sono state individuate opportune ipotesi semplificative, cercando di rimanere sempre adeguatamente vicini al funzionamento reale, in modo da ottenere dei risultati di simulazione coerenti con quello che si andrà a realizzare.

La modellazione riguarda non solo il funzionamento dell'accumulo, governato dallo scambio termico continuo tra il fluido termovettore (solar salt) e il materiale PCM, ma anche gran parte del resto dell'impianto. Infatti per poter dimensionare più

accuratamente masse e volumi del serbatoio, è stato scelto di implementare anche il ciclo di potenza.

Una volta ottenuto un dimensionamento di massa e volume per le sostanze di accumulo, è stato progettato ancor più nel dettaglio il serbatoio.

E' stato a tal scopo approfondito il calcolo dei parametri che governano lo scambio termico tra PCM e solar salt e sono state messe a confronto due possibili alternative geometriche per consentire l'incapsulamento del materiale a transizione di fase, individuandone una più valida da un punto di vista qualitativo ma anche più concreta da un punto di vista realizzativo.

Sempre per quanto riguarda l'incapsulamento si è affrontata, in maniera preliminare, una problematica di cui tener conto in fase di realizzazione. Con prove sperimentali svolte in laboratorio, sono stati testati diversi materiali nelle condizioni più simili al reale funzionamento dell'impianto, per ricercare una possibile soluzione che consenta di realizzare i contenitori del materiale PCM in maniera sicura e duratura. A tale scopo i materiali scelti sono stati testati con prove di corrosione, rispetto ad entrambe le sostanze con le quali sarebbero a contatto nel serbatoio.

Per questa fase sperimentale sono state ricavate delle conclusioni preliminari, ma significative rispetto a potenziali alternative.

Il processo logico e matematico seguito consente quindi di avere molte informazioni sul funzionamento di questo nuovo sistema di accumulo, dalle dimensioni del serbatoio stesso al materiale con la quale possono essere costruiti i contenitori interni.

Grazie alle simulazioni tempovarianti è possibile inoltre avere una indicazione degli andamenti in temperatura delle sostanze e della potenza elettrica prodotta dal ciclo Rankine in ogni istante di tempo della simulazione. L'implementazione è così generale che l'utente può simulare diversi impianti in diverse condizioni, semplicemente cambiando i parametri di input.

Nella trattazione verranno quindi confrontate due tipologie di impianto: una in cui sia presente solo solar salt, mentre l'altra in cui entri in gioco anche il materiale PCM. In questo modo è possibile dedurre i principali vantaggi che l'innovativa tecnica di accumulo, suggerita da EIE, consente di avere.

Capitolo 1

Impianti solari termodinamici

Il solare termodinamico è una delle più recenti tecnologie per la produzione di energia elettrica a partire da energia solare. Questo genere di energia rappresenta sempre più una valida alternativa ad altre tecnologie già esistenti che sfruttano energie primarie.

1.1 Funzionamento

Il solare termodinamico detto anche solare a concentrazione (CSP: Concentrated Solar Power) utilizza l'energia solare per produrre calore ad alta temperatura [1].

Il calore così prodotto può essere utilizzato in vari processi industriali o nella produzione di energia elettrica, riducendo in questo modo il consumo di combustibili ed eliminando le emissioni di inquinanti nell'atmosfera (**Figura 1.1**).

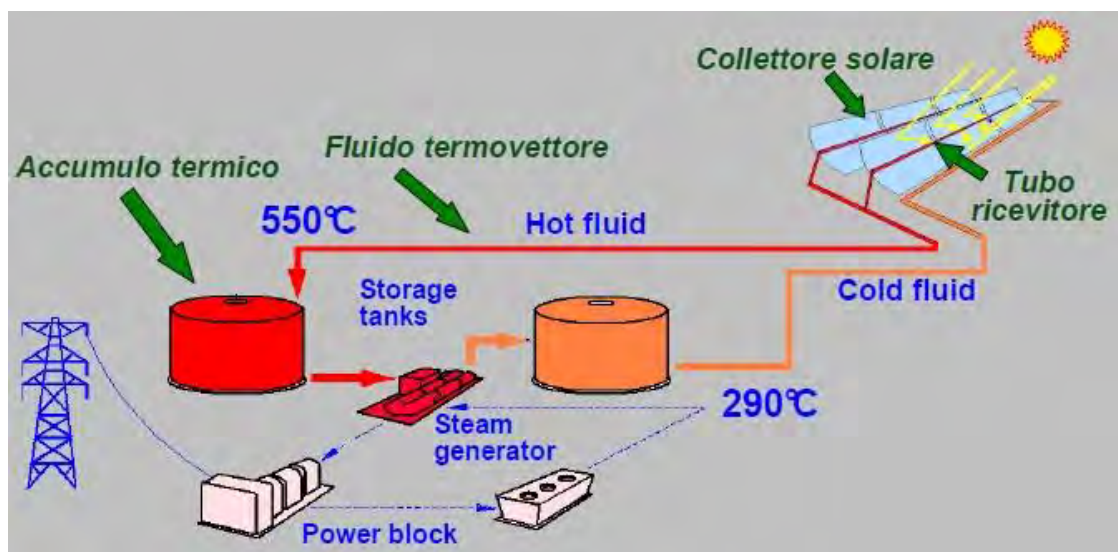


Figura 1.1 – Schema impianto solare termodinamico (fonte: 2).

Questa tecnologia si basa sull'uso di opportuni sistemi ottici chiamati collettori solari, che raccolgono e inviano la radiazione solare diretta e diffusa ad un ricevitore, tradizionalmente di forma tubolare. All'interno di questo avviene una prima trasformazione da radiazione a calore ad alta temperatura.

Gli specchi concentratori sono completamente automatizzati in modo da inseguire costantemente il Sole nel suo moto apparente in cielo, massimizzando così la resa di captazione solare durante l'intero arco della giornata.

Dentro il tubo ricevitore scorre un fluido termovettore che assorbe l'energia radiante e la trasporta in un serbatoio di accumulo, necessario se si vuole supplire ai momenti di scarsa o nulla insolazione.

L'accumulo è in contatto termico con uno scambiatore di calore, che attraverso una caldaia genera vapore; questo viene utilizzato per muovere delle turbine collegate a loro volta a degli alternatori e produrre corrente elettrica, completando così la seconda trasformazione energetica (**Figura 1.2**).

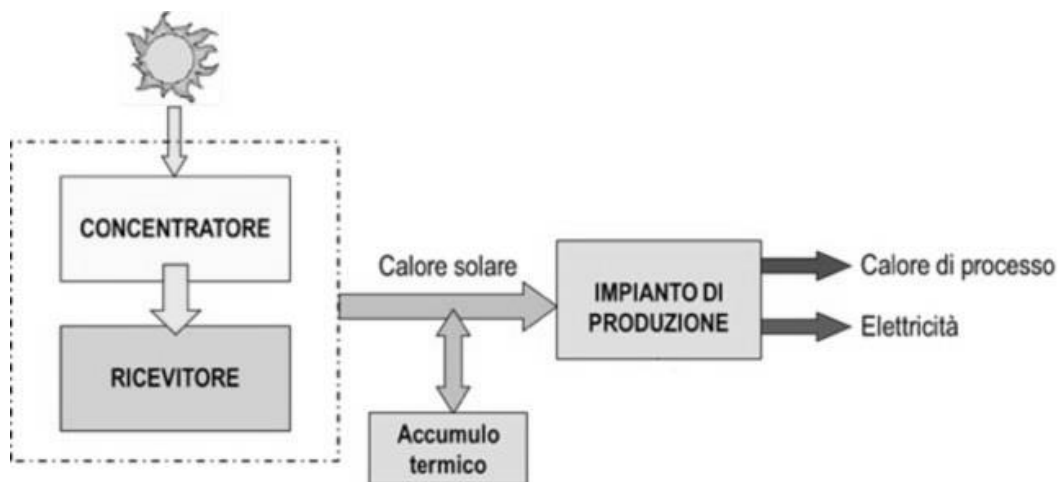


Figura 1.2 – Schema a blocchi del funzionamento.

Una volta catturata l'energia del sole il processo di produzione, ovvero conversione in energia elettrica, è quindi del tutto analogo a quanto avviene in una comune centrale termoelettrica.

In generale si possono definire un'efficienza di captazione del calore da parte degli specchi rispetto all'energia solare totale incidente, un'efficienza nel trasporto del calore nel tubo di captazione, un'efficienza nell'accumulo di calore nel serbatoio,

un'efficienza di conversione del calore in energia elettrica e un'efficienza totale rispetto alla fonte primaria di energia che si ottiene dal prodotto delle varie efficienze precedenti.

Questo permette di capire come gli impianti solari termodinamici siano il risultato di una sinergia tra diversi canali tecnologici, i quali devono essere ben amalgamati per rendere il processo efficiente e quindi la tecnologia valida.

Il vantaggio fondamentale della tecnologia è la possibilità di accumulare energia in forma di energia termica ad alta temperatura; in questo modo è possibile disaccoppiare la raccolta di energia, legata al ciclo giorno-notte e alle condizioni atmosferiche, dalla produzione, legata invece alla domanda da parte dell'utilizzatore [3].

Grazie al sistema di accumulo termico il solare termodinamico, pur utilizzando una fonte variabile come l'energia solare, può, entro certi limiti, essere gestito come un impianto a combustibili fossili, cioè in grado di programmare la produzione. Il limite di questa possibilità è costituito dalla capacità dell'accumulo termico, che può essere definita in sede di progetto come punto di equilibrio tra costo e prestazioni.

La tecnologia presenta inevitabilmente anche alcuni svantaggi, legati soprattutto alle numerose innovazioni che sono contenute in essa.

Come per la maggior parte delle tecnologie recenti, i costi di investimento, manutenzione e gestione rappresentano il più importante tassello su cui dover lavorare per rendere la tecnologia realmente e maggiormente utilizzabile. Se si analizza per esempio il costo per unità di energia prodotta, esso risulta attualmente superiore di 5 o 6 volte a quello di altre fonti. Tuttavia si ritiene che i costi scenderebbero in maniera sempre più decisa, una volta avviata una produzione di massa di questi sistemi. A tal proposito il confronto con un impianto fotovoltaico viene illustrato nel paragrafo 1.3. Essendo una tecnologia relativamente nuova ed emergente, non può però vantare ancora una piena maturità a livello commerciale rispetto ad altri sistemi di produzione energetica già testati e affermati da tempo [4].

Un altro vantaggio è legato alla possibilità di ampliare l'applicazione di tali impianti su grandi scale e per grandi potenze. Tuttavia si deve pensare però che in zone desertiche "aggiungere" altre file di specchi a un impianto già esistente sarebbe decisamente più economico che aggiungere un nuovo generatore a una centrale a combustibile fossile.

Nonostante queste limitazioni si ritiene tuttavia che tali sistemi rappresentino comunque una svolta o un miglioramento sensibile all'interno del panorama di produzione energetico da fonte solare, la fonte primaria di energia sulla Terra.

1.2 Componenti di un impianto

1.2.1 Sistema di concentrazione

Un primo componente fondamentale dell'impianto è rappresentato dal sistema di concentrazione che consente, con opportuni sistemi ottici e configurazioni di specchi, di concentrare i raggi solari verso l'elemento di captazione [5].

A tal proposito esistono diverse tipologie di impianto caratterizzate in base alla tecnologia di concentrazione utilizzata:

- I. Impianti solari a torre;
- II. Impianti solari con riflettori a forma di paraboloide;
- III. Impianti solari a pannelli parabolici lineari.

Le differenze tra queste tecnologie risiedono sostanzialmente nel posizionamento dei vari elementi costruttivi fondamentali quali specchi, ricevitore e centrale di potenza.

I. Impianto solare a torre (CRS- Central Receiver System)

È costituito da un campo di specchi, detti eliostati, disposti circonferenzialmente attorno al ricevitore che è posto su di una torre centrale. Gli eliostati possono ruotare ed inseguire il sole nel suo moto giornaliero.

Il principio di funzionamento è molto semplice e viene di seguito illustrato facendo riferimento alla **Figura 1.3** [5].

I raggi solari vengono indirizzati verso la torre ricevitrice per mezzo degli eliostati orientati. All'interno della torre centrale sono presenti dei fasci di tubi opportunamente costruiti e disposti in modo da massimizzare lo scambio termico ed evitare le dispersioni convettive. Questi sono solitamente realizzati disponendo all'interno di un tubo trasparente in vetro la tubazione in acciaio ricoperto di materiale foto-selettivo per aumentare l'efficienza dello scambio termico per irraggiamento. Tra il rivestimento trasparente e la tubazione viene creato il vuoto per ridurre la perdita termica per convezione.

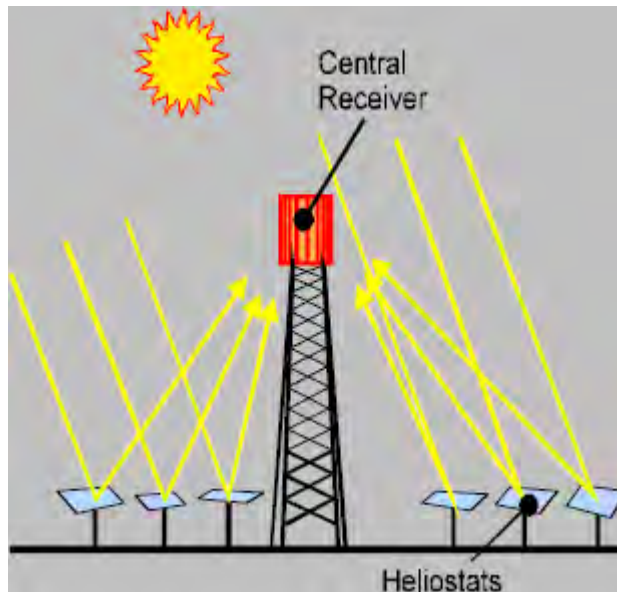


Figura 1.3 – Impianto solare a torre (fonte: 5).

Il fluido termovettore, dopo essersi riscaldato nell'attraversamento delle tubazioni della torre, raggiunge la centrale di potenza posta alla base della torre, ove, tramite un apposito scambiatore di calore, si ha la produzione di vapore da inviare in una turbina. Il vapore in uscita dalla turbina passa nel condensatore e viene rinviato allo scambiatore realizzando così un *ciclo Rankine*. Questa tecnica possiede dei fattori di concentrazione elevati e superiori rispetto alle altre due tecnologie, permettendo di raggiungere temperature sino a 1000°C .

Un esempio significativo di questo tipo di centrale è dato dall'impianto sperimentale "Solar Two" rimasto in funzione dal 1996 al 1999 a Dagget in California. L'impianto aveva una potenza di 10 MWe ed è stato il primo ad utilizzare, quale fluido termovettore, una miscela di sali fusi.

II. Impianti solari con riflettori a forma di paraboloide (Dish-Engine Systems)

Gli impianti di questo tipo sono caratterizzati dall'utilizzo di dischi parabolici. In particolare sono costituiti da uno o più specchi circolari concavi che riflettono la radiazione solare nel proprio fuoco geometrico. In questo punto è localizzato il ricevitore e, per gli impianti di piccola potenza, sullo stesso punto è montato anche il convertitore (**Figura 1.4**) [5].

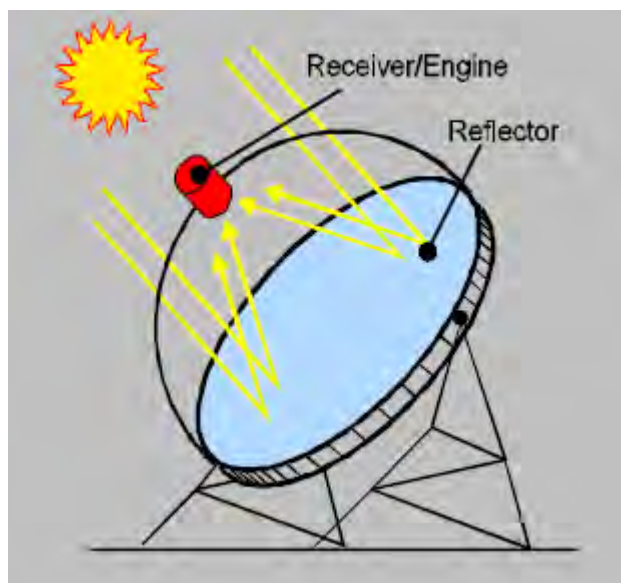


Figura 1.4 – Impianto solare a dischi parabolici (fonte: 5).

La radiazione solare viene riflessa dal pannello parabolico ed indirizzata sul ricevitore, in cui scorre il fluido termovettore che riscaldandosi permette l'azionamento di un motore lineare a *ciclo Stirling o Brayton*. Il motore può produrre energia meccanica o elettrica in base alle esigenze e, in impianti di piccola potenza, può essere direttamente montato sul ricevitore, oppure può essere collocato all'interno di una centrale di potenza posta alla base del pannello.

Un singolo pannello ha una potenza che varia, in base alle sue dimensioni, dai 5 ai 50 kW e l'assemblaggio di più pannelli può consentire di raggiungere potenze elevate. In questo ultimo caso ogni pannello ha il proprio ricevitore ed il fluido viene raccolto da “*heat pipes*” che lo trasportano ad una centrale di potenza.

Questo tipo di impianto rappresenta la tipologia costruttiva meno frequente per impianti solari termodinamici, ma ben si adatta all'alimentazione di utenze isolate nel caso di ridotte dimensioni in rapporto alla potenza erogata.

L'utilizzo più ampio si ha nelle distese semidesertiche del Texas e del New Mexico negli USA.

III. Impianti solari a pannelli parabolici lineari (Parabolic trough)

In questa tipologia di impianti l'energia termica è assorbita per mezzo di linee di specchi parabolici che concentrano la radiazione nel fuoco geometrico in cui è collocato il ricevitore. Lo schema costruttivo è riportato in **Figura 1.5**.

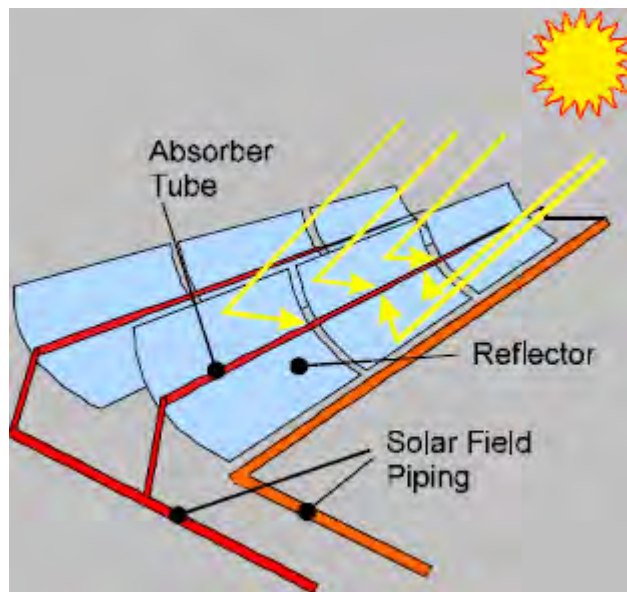


Figura 1.5 – Impianto solare a pannelli parabolici lineari (fonte: 5).

Il funzionamento è del tutto simile a quello delle altre tecnologie descritte precedentemente: la radiazione diretta viene riflessa dagli specchi verso il ricevitore, che è realizzato in modo da massimizzare lo scambio termico da irraggiamento ed inibire quello per convezione.

Il fluido termovettore entra a temperatura minima, percorre il ricevitore lungo la linea dello specchio ed esce alla massima temperatura grazie al calore ceduto dai raggi solari. All'uscita esso è convogliato alla centrale di potenza per mezzo di tubazioni e, tramite degli scambiatori di calore, l'energia termica raccolta dal fluido termovettore viene ceduta al fluido operativo che segue un *ciclo a vapore* di tipo *Rankine*.

Il campo solare presenta una struttura di tipo modulare: aggiungendo moduli (insieme di file di collettori), si aumenta l'energia termica raccolta e quindi la potenza dell'impianto.

Solitamente in posizione baricentrica rispetto al campo solare, per contenere lo sviluppo della rete di raccolta, è situata la centrale termica: il generatore di vapore, la turbina, il condensatore e tutti i circuiti ausiliari ed i serbatoi di accumulo (**Figura 1.6**).

I collettori possono essere disposti sul campo solare sia lungo la direzione N-S che E-O. La scelta può essere fatta in base alla latitudine del sito ed al tipo di funzionamento che è previsto per l'impianto. La direzione N-S consente di ottenere una migliore raccolta dell'energia solare nei mesi estivi rispetto a quelli invernali e globalmente l'energia risulta essere superiore rispetto alla disposizione E-O; quest'ultima però presenta una distribuzione più uniforme nel tempo dell'energia raccolta.

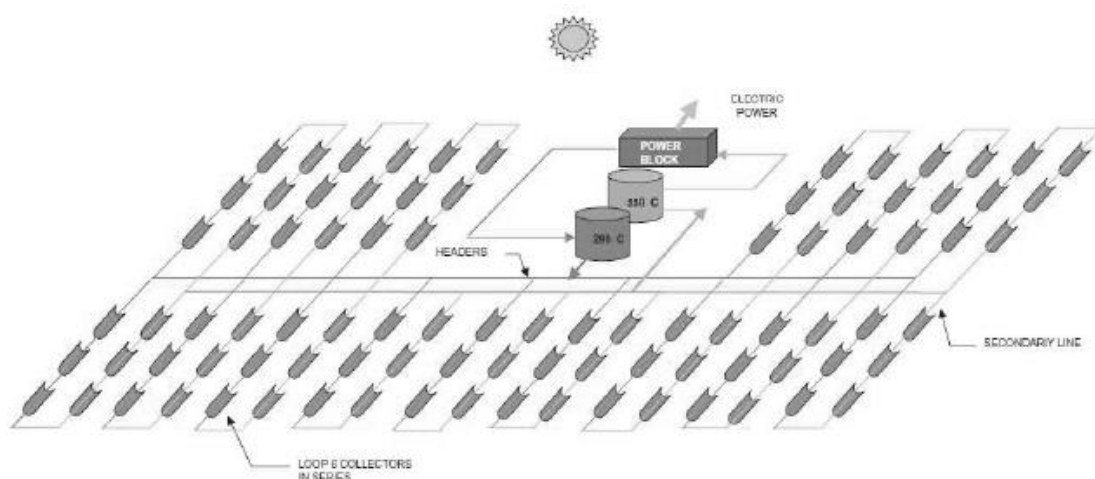


Figura 1.6 – Schema complessivo impianto parabolico lineare (fonte: 6).

Le temperature raggiunte con questa tecnica arrivano fino a 565°C e, ad oggi, sono stati impiegati quali fluidi termovettori oli diatermici e/o sali fusi.

La tecnica costruttiva a pannelli parabolici lineari è il campo su cui maggiormente si sviluppano ricerche per eventuali miglioramenti e applicazioni future.

In particolare da qui in avanti si farà sempre riferimento a questa tipologia di impianti e si andranno ad approfondire in dettaglio alcune tematiche importanti con particolare attenzione all'accumulo termico.

Gli utilizzi presenti e futuri sono conseguenza del fatto che è possibile sfruttare convenientemente gli ampi spazi presenti nelle zone del nord Africa e del Medio Oriente essendo necessarie elevate superfici da destinare agli specchi per raccogliere quantità sempre più elevate di energia.

Un'altra possibile applicazione degli impianti solari prevede il suo inserimento in un ciclo combinato a supporto di una centrale termoelettrica convenzionale a olio combustibile o a carbone. Proprio questa possibilità è l'oggetto del progetto *Archimede* sviluppato dall'Ente Nazionale per l'Energia e l'Ambiente (ENEA). Esso prevede l'installazione di una centrale solare termica con pannelli parabolici lineari per produrre vapore da impiegare direttamente nella turbina di bassa pressione della centrale termoelettrica a carbone di Priolo Gargallo nei pressi di Siracusa in Sicilia.

1.2.2 Elemento di captazione

Come è stato precedentemente detto, si considerino solo gli impianti parabolici lineari, nei quali i raggi solari vengono fatti convogliare su un tubo ricevitore/collettore, all'interno del quale scorre il fluido termovettore.

Ne esistono di varie tipologie, ma i collettori in assoluto più utilizzati risultano essere i collettori piani ed i collettori a tubi evacuati [6]:

- I. I collettori piani possono essere realizzati utilizzando geometrie particolari come la geometria a nido d'ape, nella quale la presenza di celle di materiale trasparente al visibile, ma non all'infrarosso, riduce sia le perdite per radiazione sia quelle per dispersione.
Tale tipologia di collettore non viene però utilizzata nei tradizionali impianto CSP di grande taglia ma solo per le applicazioni relative ad impianti domestici.
- II. La seconda tipologia di collettore solare, a tubo evacuato, ha numerose differenze dalla precedente. La caratteristica distintiva dei collettori a tubi evacuati (**Figura 1.7**) è che all'interno viene realizzato un livello di vuoto elevato che consente di eliminare le dispersioni per convezione [7]. Le dispersioni per radiazione vengono invece ridotte ricorrendo a superfici selettive (cioè trasparenti alla radiazione solare e opache alla radiazione infrarossa). La geometria tubolare serve a risolvere la questione dell'elevata pressione dovuta al vuoto.

I vantaggi di questa tecnologia rispetto ai più tradizionali collettori piani sono [7]:

- le limitate perdite termiche;
- l'elevata temperatura di esercizio durante gran parte dell'anno;
- l'elevato rendimento con minore necessità di superficie;
- l'elevato assorbimento anche con luce diagonale grazie alla forma circolare.

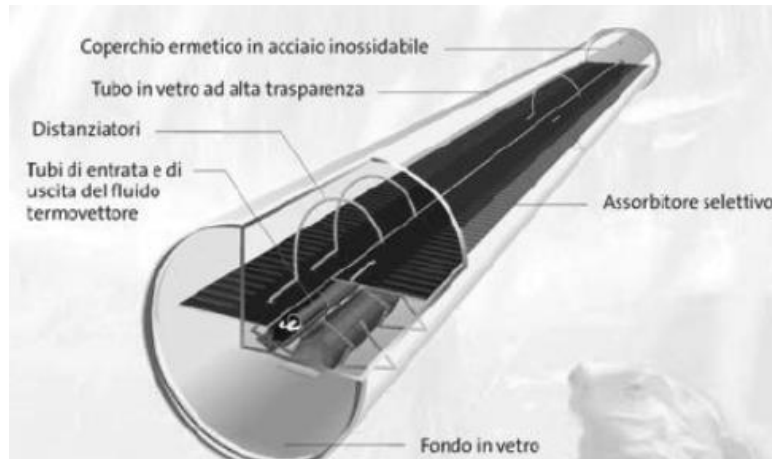


Figura 1.7 – Collettore solare tubolare (fonte 5).

Il ricevitore attualmente più utilizzato (**Figura 1.8**) è costituito da:

1. un tubo metallico in acciaio AISI 316L dal diametro di 70mm, al cui interno scorre il fluido termovettore, rivestito con un particolare trattamento di deposito esterno (rivestimento selettivo chiamato *coating*) per garantire un ottimale assorbimento dell'energia concentrata su di esso e al contempo perderne la minor quota possibile;
2. un tubo in vetro borosilicato dal diametro esterno di 125 mm e spessore di 3 mm, concentrico al tubo metallico, con lo scopo di creare un'intercapedine tra i due, in cui viene creato il vuoto al fine di minimizzare le perdite di calore.
3. un materiale caratteristico assorbitore che consente di mantenere e conservare il vuoto all'interno dell'intercapedine.

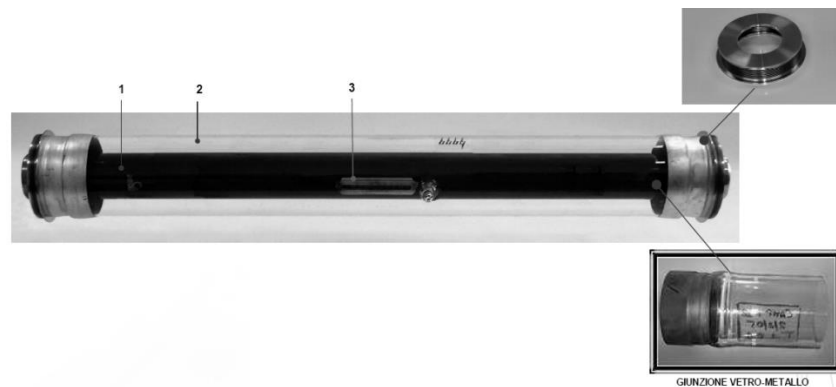


Figura 1.8 – Tubo ricevitore (Fonte: 5).

Il collettore a tubo evacuato è la tipologia più tipica ed attualmente utilizzata negli impianti già esistenti. Tuttavia anche su questo elemento dell'impianto ci sono molte ricerche aperte, sia relative ai materiali da utilizzare sia riguardanti le tecniche per minimizzare le perdite di calore e quindi in generale aumentare le prestazioni.

1.2.3 Accumulatori termici

Gli accumuli di calore risultano essere elementi fondamentali per disaccoppiare la produzione di energia termica dal suo utilizzo in un impianto solare termodinamico.

Inoltre rappresentano l'elemento su cui attualmente c'è più margine di innovazione e miglioramento rispetto alle soluzioni già esistenti.

Le tecniche che consentono di accumulare energia termica e le loro rispettive caratteristiche, vantaggi e svantaggi sono parte rilevante di questo lavoro e verranno trattate approfonditamente nei capitoli successivi.

1.2.4 Cicli di potenza

Si è visto nei paragrafi precedenti il funzionamento generale degli impianti solari termodinamici, mettendo in luce come la vera e propria produzione di energia elettrica sia legata al ciclo di potenza a valle del sistema di accumulo.

Esistono numerose tipologie di cicli utili a tale scopo, ma in questa sezione si andranno a illustrare solamente i cicli di potenza maggiormente utilizzati in impianti CSP [8].

In particolare si farà riferimento al *ciclo Rankine*, e ai cicli derivanti da esso.

- Ciclo Rankine

Il *ciclo di Rankine* è quello caratteristico delle macchine a vapore, usate attualmente principalmente per la produzione di energia elettrica, in impianti che possono raggiungere la potenza complessiva di 1200 MW ed oltre [9].

Uno dei punti di forza di tale ciclo è la bassa quantità di energia richiesta per la compressione del fluido, dato che essa avviene allo stato liquido; si ricordi infatti che, essendo il lavoro di compressione proporzionale a vdp , è sempre opportuno comprimere il fluido nello stato più denso (a minore volume specifico) possibile.

Generalmente la temperatura massima del vapore in questo ciclo non supera attualmente i 535°C, per evitare danni ai primi stadi della turbina ed ai fasci tubieri del generatore di vapore. Si raggiungono rendimenti dell'ordine del 35-45 %.

Esistono diverse tipologie di cicli di Rankine che si differenziano principalmente per le trasformazioni che compongono il ciclo, ognuna delle quali è caratterizzata da particolari vantaggi e svantaggi. In seguito verranno approfondite le tre tipologie di ciclo Rankine con utilizzo più frequente in impianti solari termodinamici ad alta temperatura.

- Ciclo Rankine a vapore saturo

In **Figura 1.9** vengono messi in evidenza i principali componenti di un impianto a ciclo Rankine a vapore saturo.

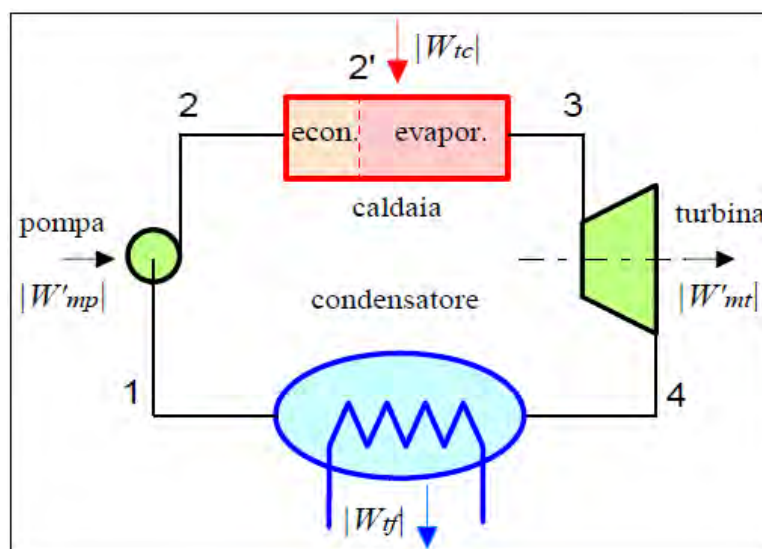


Figura 1.9 - Schema ciclo Rankine a vapore saturo (fonte: 8).

L'impianto è costituito da quattro organi, schematizzabili individualmente come sistemi aperti a regime, che nel loro complesso costituiscono un sistema chiuso.

In **Figura 1.10** (diagramma di stato T-s) sono invece rappresentate le trasformazioni caratteristiche. Si può notare che il ciclo lavora fra due pressioni, quella superiore, dei punti 2 e 3, e quella inferiore, dei punti 4 e 1.

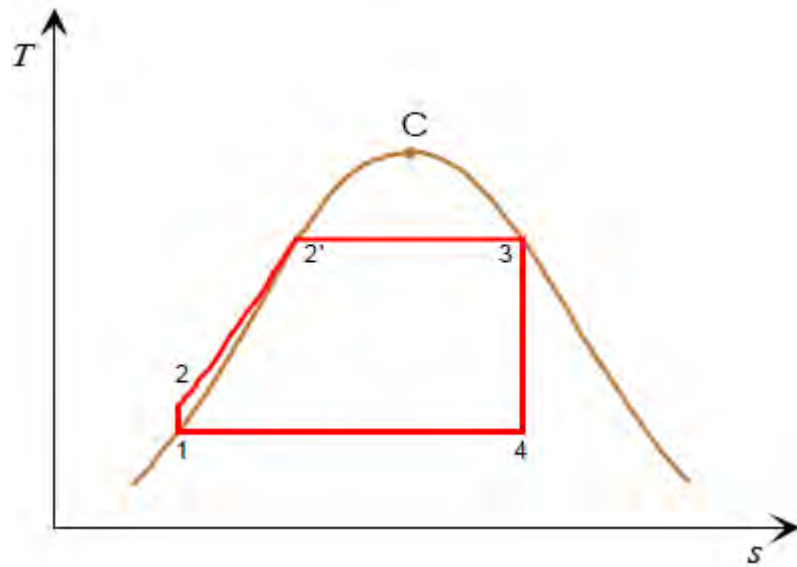


Figura 1.10 - Diagramma di stato T-s per ciclo Rankine a vapore saturo (fonte: 8).

Il liquido saturo (punto 1) a bassa pressione e temperatura viene compresso isoentropicamente fino alla pressione p_2 . L'aumento di temperatura in questa trasformazione è trascurabile, dato che il fluido può essere considerato incompressibile. La potenza meccanica assorbita in questa trasformazione, W'_{mp} , è trascurabile rispetto a quella erogata dalla turbina.

Il liquido compresso e sottoraffreddato viene quindi immesso in una caldaia, in cui avviene la trasformazione isobara 2-3: esso raggiunge dapprima la temperatura di saturazione (punto 2') e successivamente evapora a pressione, e quindi anche a temperatura costante, fino alle condizioni di vapore saturo secco (punto 3). In tale trasformazione, esso assorbe dalla sorgente calda la potenza termica W_{tc} . Sorgente calda che per impianti solari termodinamici è rappresentata dal *solar salt* che a sua volta è scaldato dalla radiazione solare durante il suo scorrimento nel campo di specchi.

Il vapore viene quindi immesso nella turbina, dove si espande isoentropicamente fino alla pressione p_4 , erogando la potenza W'_{mt} .

Il vapore saturo all'uscita della turbina viene immesso nel condensatore, dove condensa a temperatura e pressione costanti fino a tornare alle condizioni iniziali di liquido saturo (punto 1). In quest'ultima trasformazione, esso cede alla sorgente fredda (in genere l'ambiente) la potenza termica W_{tf} .

La potenza meccanica utile caratteristica di tale ciclo, W'_{mu} , è data dalla differenza tra quella erogata dalla turbina e quella di pompaggio:

$$|W'_{mu}| = |W'_{mt}| - |W'_{mp}| \quad [1.1]$$

Considerando separatamente i quattro organi che compongono il circuito di **Figura 1.9** e applicando per ognuno di essi, quindi per ogni trasformazione, i bilanci energetici, si ottengono le seguenti equazioni:

$$(1-2) \quad W'_{mp} = -\dot{m}_v(h_2 - h_1) \quad [1.2]$$

$$(2-3) \quad W_{tc} = \dot{m}_v(h_3 - h_2) \quad [1.3]$$

$$(3-4) \quad W'_{mt} = \dot{m}_v(h_3 - h_4) \quad [1.4]$$

$$(4-1) \quad W_{tf} = -\dot{m}_v(h_4 - h_1) \quad [1.5]$$

dove:

$\dot{m}_v$ = portata massica di vapore

h_i = entalpie dei vari punti del ciclo

Pertanto la potenza meccanica utile può essere riscritta come segue:

$$W'_{mu} = [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]\dot{m}_v \quad [1.6]$$

Tale valore non è molto elevato per cicli di questo tipo, in quanto il salto entalpico tra i punti 3 e 4 non è molto ampio, e può essere infatti aumentato modificando il ciclo come in seguito spiegato.

Un ulteriore importante parametro che normalmente viene definito per valutare le caratteristiche di un certo ciclo è il rendimento, il quale è definito come:

$$\begin{aligned}
\eta &= \frac{W'_{mu}}{W_{tc}} \\
&= \frac{W'_{mt} - |W'_{mp}|}{W_{tc}} \\
&= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad [1.7]
\end{aligned}$$

Il ciclo Rankine a vapore saturo, oltre ad avere un basso rendimento e generare una potenza meccanica utile contenuta, viene scarsamente utilizzato in pratica, anche perché il vapore, a titolo relativamente basso alla fine della espansione, contiene una frazione di liquido troppo elevata. Tale liquido, in forma di gocce, provoca un precoce danneggiamento per erosione delle palette degli ultimi stadi della turbina. Tuttavia, esso può risultare conveniente per applicazioni a bassa temperatura del vapore (fino a 300 °C) oppure quando l'organo espansore, anziché una turbina, è una macchina a pistoni.

Per ovviare a tale problema di funzionamento si procede con un surriscaldamento del vapore, come viene successivamente illustrato.

- Ciclo Rankine a vapore surriscaldato

Il ciclo Rankine a vapore surriscaldato viene anche indicato come ciclo Hirn. Abbiamo già accennato come una riduzione eccessiva del titolo del vapore comporti un rapido danneggiamento delle palettature degli ultimi stadi della turbina.

Per ovviare a questo inconveniente, si può introdurre il vapore in turbina nello stato surriscaldato: questo implica che nell'impianto, a valle dell'evaporatore, si debba aggiungere un ulteriore componente detto surriscaldatore (**Figura 1.11**).

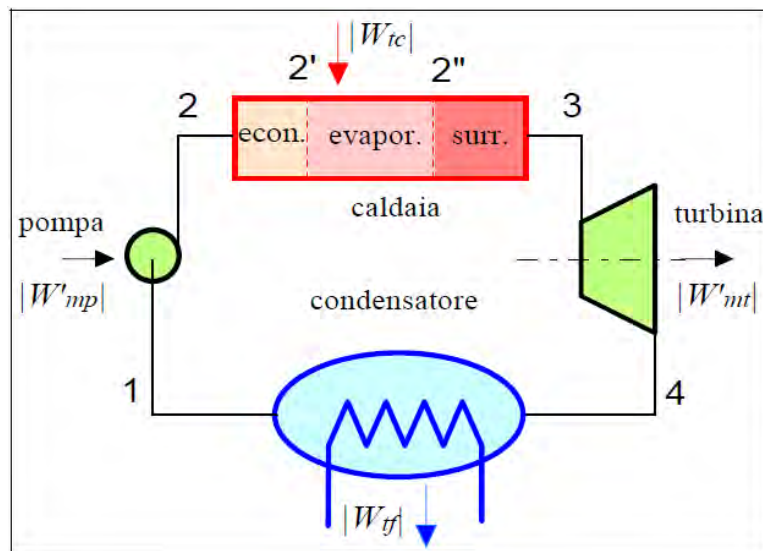


Figura 1.11 - Schema ciclo Rankine a vapore surriscaldato (fonte: 8).

Mentre il ciclo si modifica come indicato dal diagramma T-s in **Figura 1.12**, le equazioni di bilancio, le espressioni del rendimento e della potenza meccanica utile rimangono inalterate (**Equazioni 1.2 a 1.7**).

E' intuitivo che il surriscaldamento porta ad un aumento del salto entalpico tra i punti 3 e 4, con un conseguente miglioramento del rendimento e della potenza utile.

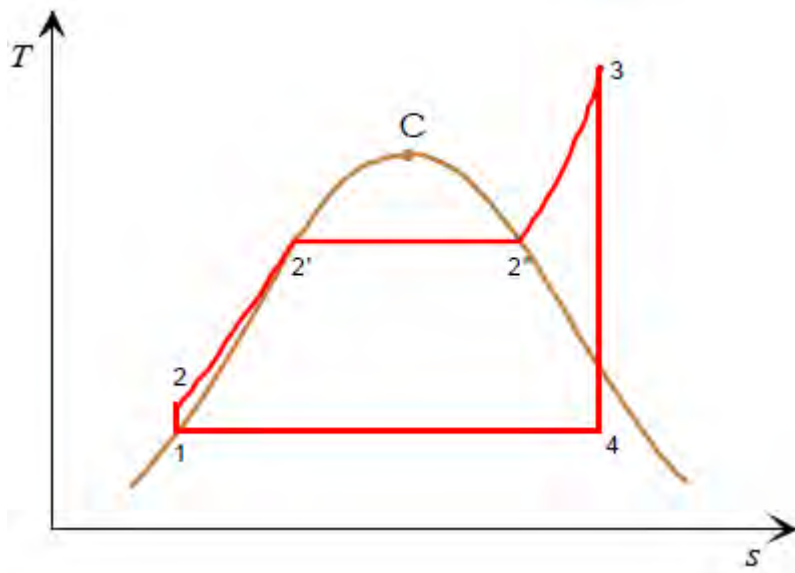


Figura 1.12 - Diagramma di stato T-s per ciclo Rankine a vapore surriscaldato (fonte: 8).

- Ciclo Rankine con risurriscaldamento

Esiste tuttavia un'ulteriore variante del ciclo di Rankine che, assieme alla precedente, rappresentano le tipologie di cicli a vapore maggiormente utilizzate in impianti solari termodinamici.

Lo schema a blocchi di questo impianto è riportato in **Figura 1.13** ed il relativo diagramma T-s in **Figura 1.14**.

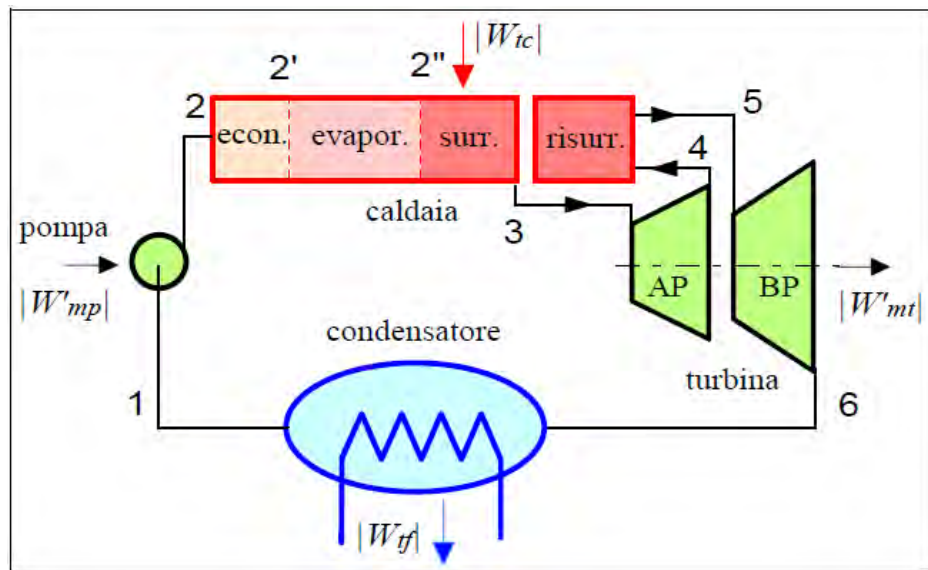


Figura 1.13 - Schema ciclo Rankine con risurriscaldamento (fonte: 8).

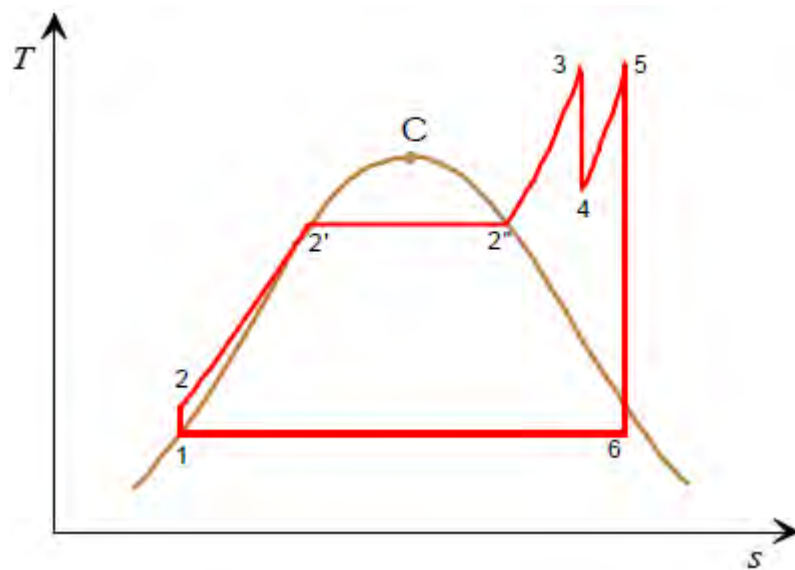


Figura 1.14 - Diagramma di stato T-s per ciclo Rankine con risurriscaldamento (fonte: 8).

In questo caso, dopo una prima espansione in turbina, fino a una pressione intermedia, il vapore è riportato in caldaia, dove viene nuovamente surriscaldato fino alla massima temperatura del ciclo in un apposito fascio tubiero, detto appunto risurriscaldatore, e nuovamente inviato alla turbina. Quest'ultima è composta da due (o più) stadi a diversa pressione.

La potenza meccanica erogata risulta pari alla somma delle aliquote relative alle due turbine:

$$W'_{mt} = [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)]\dot{m}_v \quad [1.8]$$

D'altra parte, anche la potenza termica da fornire è la somma di due aliquote:

$$W_{tc} = [(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)]\dot{m}_v \quad [1.9]$$

Di conseguenza sia il rendimento che la potenza meccanica utile possono essere riscritte come segue:

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)} \quad [1.10]$$

$$W'_{mu} = [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)]\dot{m}_v \quad [1.11]$$

I vantaggi principali di tale procedura sono [9]:

- aumento del titolo in uscita dalla turbina senza aumentare la temperatura nella stessa, è questa la principale ragione per cui si esegue il risurriscaldamento;
- lieve aumento del rendimento, conseguente alla somma dei due contributi a numeratore dovuti ai due stadi di espansione;
- aumento della potenza meccanica utile.

Per quanto detto finora, nel capito 6, in cui verrà modellato e implementato il funzionamento del ciclo di Rankine, verrà fatto riferimento al ciclo con rissurriscaldamento.

Un aspetto molto in portante di cui tener conto relativamente al ciclo Rankine, qualunque esso sia, riguarda l'effetto che le irreversibilità possono portare sul ciclo stesso.

Ogni componente del ciclo Rankine presenta infatti un certo grado di irreversibilità, che riduce le prestazioni del ciclo rispetto al caso ideale fin qui illustrato.

In particolare, considerando le irreversibilità nella pompa, esse hanno un effetto trascurabile, per il basso valore della potenza richiesta. Ugualmente, le cadute di pressione nel condensatore hanno un effetto trascurabile.

Prendendo invece in considerazione le irreversibilità nella turbina, esse non possono essere trascurate in quanto sono le più rilevanti: il rendimento isoentropico della turbina oscilla normalmente tra 0.85 e 0.90; tale valore comporta una corrispondente riduzione della potenza erogata dalla turbina, e quindi del rendimento. L'unico piccolo vantaggio che possono portare le irreversibilità della turbina consiste nel fatto che il vapore in uscita ha un titolo maggiore rispetto al caso ideale, come si può intuire dalla **Figura 1.15**.

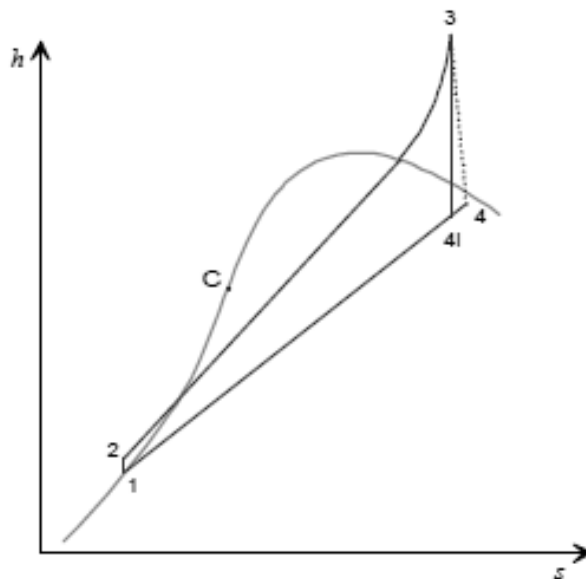


Figura 1.15 - Diagramma di Mollier $h-s$ per ciclo Rankine a vapore surriscaldato con irreversibilità in espansione (fonte: 10).

Questo è valido anche per entrambe le espansioni relative al ciclo di Rankine con rissuriscaldamento.

Come tener conto matematicamente di queste irreversibilità verrà messo in evidenza del paragrafo 6.3.1 in cui si andrà a modellare il ciclo di Rankine con rissuriscaldamento considerando le trasformazioni di espansione non reversibili.

1.3 Contesto economico – finanziario

Prima di affrontare nel dettaglio la modellazione di un impianto solare termodinamico, è importante cercare di capire il contesto economico e quindi applicativo in cui tali impianti sono posizionati.

Trattandosi di impianti che richiedono elevata quantità di radiazione solare normalmente, l'applicazione di questa tecnologia viene associata a luoghi in cui si ha a che fare con elevate temperature e in cui il clima è sempre tale da garantire elevata energia solare.

Grazie a questo aspetto primario nella scelta del sito per l'installazione, si può da subito intuire che il vero paragone sia in termini tecnici ma anche in termini economici - finanziari va fatto con un'altra tecnologia che richiede simili condizioni di funzionamento, ovvero il fotovoltaico.

Si tenga presente che attualmente il fotovoltaico ha già preso piede in maniera pesante come tecnica di produzione di energia elettrica soprattutto in zone con clima favorevole e in situazioni in cui sono a disposizione grandi superfici. Per quanto concerne invece gli impianti solari termodinamici, le conoscenze e le applicazioni non hanno ancora raggiunto livelli simili al fotovoltaico, ma stanno crescendo nell'ultimo decennio.

A tal proposito, individuata la vera alternativa tecnologica, può essere importante confrontare sotto diversi punti di vista le due tipologie di impianti: fotovoltaico e solare termodinamico. Tale confronto è stato fatto in un recente lavoro [11] da un punto di vista tecnico ed economico – finanziario e risulta molto interessante, se si pensa che vengono messe a confronto due tipologie di impianti che producono, a parità di potenza e condizioni ambientali, differenti quantità di energia.

In questa fase di confronto si è tenuto conto che i costi iniziali e i costi di manutenzione incidono diversamente per le due tecnologie solari. Quindi, un confronto affidabile tra due tecnologie, che si differenziano per il principio di funzionamento, può essere fatto soltanto dopo aver definito compiutamente le principali scelte progettuali, il layout dell'impianto e il sito di installazione.

Come caso di studio in questo paragrafo sono stati confrontati due impianti le cui principali caratteristiche sono in seguito riportate, e per ognuno di questi sono brevemente riassunti i principi di funzionamento.

- Impianto FV fisso da 1MWp: 4000 moduli in silicio mono cristallino da 250 Wp; 2 inverter da 500 kWp, 1 cabina MT/bt.
- Impianto CSP da 1 MWe: 20 collettori solari parabolici da 100m cadauno; sistema per l'accumulo termico costituito da due serbatoi cilindrici; turbina ad alta e bassa pressione; generatore di vapore, condensatore, 1 cabina MT/t.

Si tenga in considerazione che nei capitoli successivi di questa trattazione verrà fatto riferimento soprattutto a una tipologia di impianto solare termodinamico differente, che non sfrutta due serbatoi per l'accumulo termico, ma altre tecniche più innovative. Proprio per il fatto che la progettazione presentata di seguito è relativa a impianti CSP ancora in fase di ricerca e studio, non è stato possibile confrontare direttamente tale soluzione impiantistica con il FV, ma l'analisi qui svolta consente comunque di farsi un'idea in linea di massima dei costi e degli investimenti relativi al CSP.

Le stesse considerazioni sono valide per le potenze considerate e il sito di installazione dell'impianto.

1.3.1 Impianto fotovoltaico

I moduli FV trasformano in energia elettrica la radiazione diretta, diffusa e riflessa. Ogni modulo FV ha un differente coefficiente di conversione dell'energia in funzione del materiale costitutivo della parte attiva (mono - cristallino, poli - cristallino, ecc). In particolare in questo caso di studio, poiché le celle di silicio mono – cristallino sono più sensibili alla radiazione diretta, si considerano moduli FV di questa tipologia di silicio. Come rendimento viene considerato un valore tipico relativo ai moduli disponibili in commercio: 17 %, anche se attualmente si raggiungono valori più elevati.

Per il caso in esame di considera il seguente layout dell'impianto FV:

- 2 inverter da 500 kW connessi ad 1 trafo da 1 MW in cabina MT/bt;
- 100 stringhe connesse ad 1 inverter da 500 kW;
- stringa formata da 20 moduli FV da 245Wp cadauno connessi in serie tra loro.

Di seguito viene riportata una tabella in cui vengono riassunti i principali parametri caratteristici dell'impianto FV in esame:

Numero di moduli in mono-Si	4.000
Rendimento del modulo in Standard Test Conditions (STC)	0,17
Perdite del Balance of System (BOS)	0,15
Numero di inverter da 500 kW	2
Area necessaria per impianto FV da 1 MWp	$1,5 \times 10^4 \text{ m}^2$
Energia prodotta/anno (nel Sud Italia)	1,4 GWh/anno

Tabella 1.1 – Principali parametri dell’impianto FV in esame (fonte: 11).

1.3.2 Impianto CSP

Il funzionamento generale di un impianto CSP è già stato spiegato nel paragrafo 1.1. Si consideri un impianto a specchi parabolici (vedi paragrafo 1.2).

Ci soffermiamo solamente per illustrare il principale vantaggio nonché la principale differenza rispetto agli impianto FV.

Gli impianti CSP includono un sistema di accumulo dell’energia termica che consente la produzione di energia elettrica anche quando non c’è alcuna radiazione solare.

Come già detto in questa analisi economico – finanziaria viene fatto riferimento alla tecnica di accumulo che sfrutta due serbatoi, ma successivamente si andrà a progettare un innovativo sistema di accumulo con un unico serbatoio e con materiali a transizione di fase. Queste differenze e possibili sistemi di accumulo sono ben illustrate nel capitolo 5.

In ogni caso in questi impianto si riesce a disaccoppiare la fase di raccolta dell’energia solare (e di accumulo) dalla fase di produzione dell’energia elettrica.

Per quanto riguarda la capacità di generazione, essa dipende dall’accumulo di energia termica e quindi dalle dimensioni e dalle caratteristiche di isolamento dei serbatoi.

La prima parte di generazione di energia termica viene comunemente detta “circuitto primario” e ha un rendimento di circa 40%, da cui bisogna decurtare le perdite dovute alla produzione del vapore, “circuitto secondario”, e al ciclo Rankine. Il rendimento finale è circa dell’8%.

Anche per questa tipologia di impianto riportiamo le principali caratteristiche del layout considerato:

- 5 collettori collegati in serie, da 100 m cadauno con un'apertura di 5.76 m, a formare il cosiddetto Solar Collector Assembly (SCA);
- 4 SCA collegati in parallelo;
- circuito primario;
- circuito secondario;
- 2 serbatoio, caldo e freddo.

Nella **Tabella 1.2** vengono riassunti i principali parametri caratteristici dell'impianto CSP in esame:

Numero di collettori	20
Area di SCA	2.880 m ²
Area totale	1,15 x 10 ⁴ m ²
Distanza tra collettori	11,5 m
Area del campo solare	2,25 x 10 ⁴ m ²
Temperatura del serbatoio caldo	550 °C
Temperature del serbatoio freddo	290 °C
Capacità di accumulo	30 MWh _t
Potenza elettrica nominale	1 MWe
Rendimento termo-elettrico in condizioni nominali	0,42
Energia prodotta/anno (nel Sud Italia)	2 GWh/anno

Tabella 1.2 – Principali parametri dell'impianto CSP in esame (fonte: 11).

1.3.3 Confronto

Per consentire un corretto confronto dei due impianti sopra citati, si suppone che tali siano caratterizzati dalla stessa potenza elettrica 1MW e che siano sottoposti alle stesse condizioni ambientali. A tal scopo si suppone di installare i due impianti nel territorio della città di Bari.

Si tenga presente che questa località è considerata solo in questa fase della trattazione mentre successivamente, in fase di progettazione, verrà fatto riferimento ai dati di radiazione solare per Riyadh in Arabia Saudita. Questo è un concetto di cui sicuramente tener conto, in quanto anche economicamente i due siti inducono considerazioni differenti.

Confrontando i due impianti si può dedurre che:

1. L'impianto CSP con accumulo produce 2 GWh/anno contro i 1.4 GWh/anno dell'impianto FV. Come già detto la possibilità di accumulare l'energia è un punto di forza rispetto alle altre fonti di energia rinnovabili.
2. Dalle **Tabelle 1.3 e 1.4**, le quali riportano gli investimenti iniziali dei due impianti, si può dedurre che un impianto CSP con accumulo richiede un investimento iniziale notevolmente superiore a quello per un impianto FV.

	Costo unitario	Costi Totali (€)
Moduli FV	1,00 [€/Wp]	1.000.000
Inverter	151,00 [€/kWp]	151.000
Cabina MT/bt	150.000,00 €	150.000
Altri componenti elettrici	179,00 [€/kWp]	179.000
Altro (progettazione, acquisto terreni, ecc.)	162,00 [€/kWp]	162.000
Tasse (in %)		10.00%
Tasse (in €)		164.200
TOTALE		1.806.200
Costo per kWp (in €)		1.806

Tabella 1.3 – Investimenti iniziali per impianto FV da 1 MWp (fonte: 11).

	Costo unitario	Costi Totali (€)
SCA	97,20 [€/m ²]	1.194.000
Serbatoi caldo e freddo	10,70 [€/kWh _t]	321.000
Turbine alta pressione e bassa pressione	650,00 [€/KWe]	650.000
Generatore di vapore	124,00 [€/kWh _e]	124.000
Altri componenti elettrici e termici	248,76 [€/kWh _e]	248.763
Altro (progettazione, acquisto terreni, ecc.)	270,00 [€/kWh _e]	270.000
Tasse (in %)		10.00%
Tasse (in €)		280.776
TOTALE		3.088.539
Costo per KWe (in €)		3.089

Tabella 1.4 – Investimenti iniziali per impianto CSP da 1 MWe (fonte: 11).

3. Le due tipologie di impianti hanno pressoché lo stesso tasso di degrado delle prestazioni durante la loro vita operativa, stimabili in 0.5-1% all'anno. In realtà, poiché l'impianto CSP produce più energia all'anno, questo degrado percentuale annuo pesa maggiormente sull'impianto CSP rispetto al FV.
4. Relativamente ai costi di manutenzione possono essere stimati come 18 k€/anno per l'impianto FV e 60 k€/anno per l'impianto CSP; questo è legato principalmente alla maggior complessità d'impianto.
5. Senza scendere troppo nel dettaglio, per confrontare i due impianti considerando i rispettivi sistemi di incentivo attualmente presenti in Italia e tenendo in considerazione che per l'impianto FV l'incentivo dura 20 anni mentre per il CSP dura 25 anni, possiamo riassumere in maniera preliminare i ricavi economici annuali garantiti dai due impianti:

	PV	CSP
Ore equivalenti di funzionamento annuale (h)	1.400	2.000
Energia annuale producibile (MWh/anno)	1.400	2.000
Feed-in Tariff (€/MWh)	170	250
Durata dell'incentivo (anni)	20	25
Incentivo statale (€/anno) (A)	238.000	500.000
Ricavo dalla vendita dell'energia prodotta (€/anno) (B)	126.000	180.000
Totale ricavo economico (€/anno) (A+B)	364.000	680.000

Tabella 1.5 – Confronto dei ricavi economici annuali (fonte: 11).

Da quanto sopra esposto, si può facilmente notare che il maggiore investimento iniziale dell'impianto CSP è annualmente compensato da un incentivo totale più consistente.

Come si è potuto capire da quanto finora detto non è facile mettere a confronto due tecnologie di produzione di energia elettrica, caratterizzate da un principio di funzionamento totalmente differente. Infatti:

- a) le caratteristiche tecniche non sono confrontabili, a parte le potenze massime;
- b) le condizioni operative non sono confrontabili;
- c) i riferimenti legislativi non sono uniformi.

Capitolo 2

Serbatoio di accumulo

Negli impianti solari termodinamici sussiste l'esigenza di mantenere il più stabile possibile l'input termico al ciclo di potenza, in quanto le variazioni di carico influenzano in modo rilevante il rendimento medio complessivo di generazione, a causa del funzionamento fuori progetto dei componenti che costituiscono l'intero impianto. Fin dalla costruzione dei primi impianti si è reso necessario prevedere un accumulo termico in grado di attenuare le variazioni di potenza termica originate dalla variabilità delle condizioni meteorologiche.

Le dimensioni dei serbatoi erano calcolate per consentire il superamento di transienti di pochi minuti o la fermata della turbina in condizioni controllate. Questo tipo di accumulo, che potrebbe essere definito tattico, è strettamente funzionale all'impianto e di fatto non contribuisce ad incrementare la produzione energetica netta annua [12].

Fra i primi impianti, l'unico dotato di uno storage di grandi dimensioni è stato l'impianto a concentrazione a torre *Solar One*. Dalla seconda generazione di impianti, per tenere conto delle richieste provenienti dal settore elettrico o contenute nelle normative di incentivazione del ST (Solare Termodinamico), è sorta l'esigenza di disporre di uno storage più strategico, in grado di prolungare in modo rilevante l'operatività dell'impianto anche in assenza della fonte solare. Questi storage comportano l'aumento del multiplo solare, ovvero della dimensione del campo solare a parità della potenza nominale della turbina, portando all'aumento del numero di ore equivalenti di produzione annua.

Sono così nati gli storage di SEGS I e di *Solar Two*, che costituiscono due esperienze decisive, con risultati tecnici differenti, per lo sviluppo di questo componente dell'impianto. L'esperienza di SEGS I infatti, come quella di *Solar One*, è servita a dimostrare l'inaffidabilità di un sistema di accumulo avente olio sintetico come fluido di

stoccaggio; in entrambi gli impianti i serbatoi sono stati oggetto di incendi, a causa dell'elevata infiammabilità dell'olio.

L'esperienza di *Solar Two* diversamente è servita a dimostrare la fattibilità e la convenienza di un sistema di accumulo a sali fusi di grandi dimensioni. A partire da questa esperienza, la realizzazione degli storage termici di grandi dimensioni rappresenta una delle tematiche aperte più rilevanti per lo sfruttamento su grande scala dell'energia solare [13].

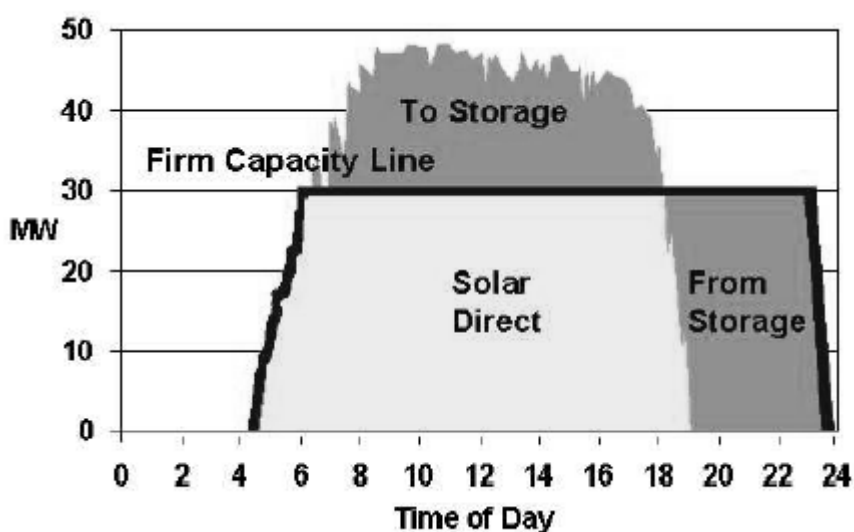


Figura 2.1 - Andamento ideale della produzione di un ipotetico impianto CSP da 30MWe, dotato di storage termico equivalente a 4 ore di esercizio (fonte: 12)

L'energia termica prodotta dal campo solare verrebbe immagazzinata dalle prime ore del mattino fino a poco prima del tramonto per poi essere utilizzata completamente fino alle 23 circa. Nella pratica l'utilizzo dello storage deve tenere conto di vari fattori, tra cui il valore dell'energia in rete, l'esigenza del mantenimento delle temperature minime notturne, la necessità di una partenza rapida al mattino successivo e le condizioni meteo previste per il giorno successivo.

Come già discusso nel primo capitolo, il ruolo principale dei sistemi di accumulo è quello di disaccoppiare la fase di produzione di energia termica dalla fase di utilizzo. Caratterizzati dallo stesso scopo esistono però diversi materiali per accumulo termico.

2.1 Classificazione dei materiali di accumulo

Una prima classificazione dei sistemi di accumulo è legata alle tempistiche che essi sono in grado di garantire: possono essere di lungo o di breve periodo. In genere gli accumuli di lungo periodo hanno lo scopo di accumulare energia per periodi che vanno da alcuni mesi ad intere stagioni.

Nonostante in questa tesi vengano presi in considerazione in modo dettagliato solamente accumuli di breve periodo, viene di seguito presentata una breve classificazione anche dei sistemi di accumulo di lungo periodo anche detti stagionali.

I. Accumuli a lungo periodo (stagionali)

In letteratura non esiste una classificazione univoca di questa tipologia di accumuli. Per questo nella seguente classificazione (schematizzata nella **Figura 2.2**), si sono presi come riferimento gli autori *K. Edem Tsoukpoe, Hui Liu* del lavoro [14]:

- gli accumuli latenti basati sul fenomeno della fissazione o cattura di un gas o vapore da parte di una sostanza allo stato condensato, (*sorption*). In particolare le due modalità di *sorption* sono:
 - l' *adsorption* (adsorbimento), cioè il fissaggio di un componente in fase gassosa alla superficie di un'altra sostanza. Si parla di adsorbimento fisico quando le molecole del gas vengono trattenute sulla superficie mediante forze più deboli dei legami chimici, che vengono tecnicamente chiamate *forze di Van der Waals*. Si parla invece di adsorbimento chimico quando gli atomi (o gli ioni) del gas adsorbito vengono fissati alla superficie attraverso veri e propri legami chimici. In generale l'adsorbimento chimico consente di accumulare più calore dell'adsorbimento fisico ma può dar luogo ad un fenomeno irreversibile;
 - l' *absorption*, ovvero un processo di penetrazione di un gas in un solido o in un liquido o di un liquido in un solido quando la sostanza assorbita permea uniformemente tutta la massa del corpo

assorbente. Anche in questo caso è possibile una distinzione tra assorbimento chimico e assorbimento fisico;

- gli accumuli chimici che sfruttano l'energia assorbita e rilasciata quando, con processi chimici reversibili, si rompono o si riformano dei legami molecolari. Essi possono essere:
 - elettrochimici, nei quali l'energia viene immagazzinata accumulando energia in forma elettrica (come nelle batterie);
 - elettromagnetici, dove per immagazzinare l'energia vengono utilizzate reazioni fotochimiche o di fotosintesi;
 - termochimici senza assorbimento, dove, utilizzando reazioni termochimiche, l'immagazzinamento avviene sotto forma di energia termica.
 - assorbimento chimico;
 - adsorbimento chimico;

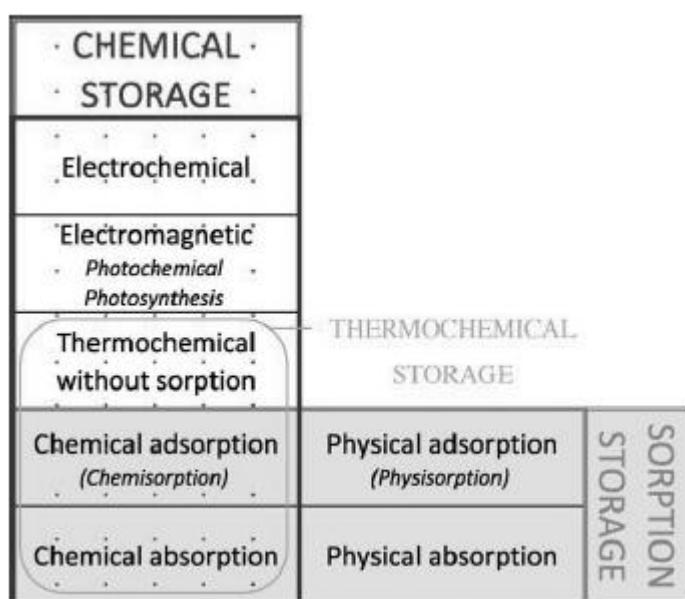


Figura 2.2 - Classificazione accumuli termici secondo Edem Tsoukpoe, Hui Liu (fonte: 14).

Dalla **Figura 2.2** è evidente come un'ulteriore classificazione dei sistemi di accumulo stagionali possa essere fatta distinguendo tra processi termochimici e processi non termochimici.

II. Accumuli a breve periodo

Tra gli accumuli a breve termine si possono invece trovare (**Figura 2.3**):

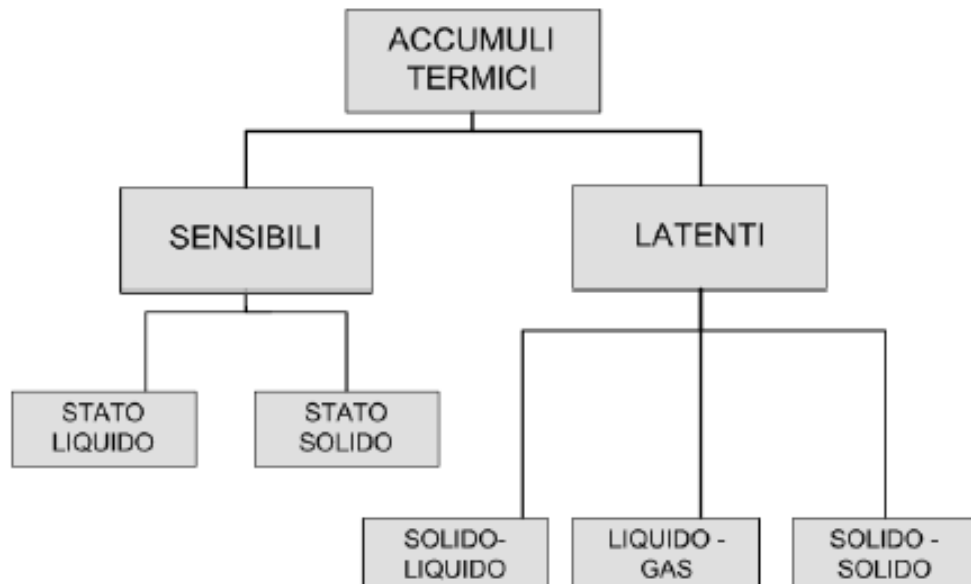


Figura 2.3 - Classificazione accumuli a breve periodo.

- Accumuli a calore sensibile [15]

L'energia termica può essere immagazzinata sotto forma sensibile in un materiale, variandone la temperatura e quindi l'energia interna.

L'energia stoccata si calcola come prodotto tra la massa, il calore specifico e la variazione di temperatura. Oltre alla densità e al calore specifico del materiale è necessario valutare nella scelta del materiale anche altre importanti proprietà: temperature ammissibili, conduttività termica, diffusività termica, pressione di vapore, compatibilità coi materiali, stabilità, infiammabilità, e non ultimo i costi.

In questi materiali l'energia termica viene accumulata innalzando la temperatura. Di conseguenza la quantità di calore accumulata viene calcolata come segue:

$$Q = \int_{T_i}^{T_f} mc_p dT \quad [2.1]$$

dove:

T_i = temperatura iniziale della sostanza;

T_f = temperatura finale della sostanza;

m = massa della sostanza;

c_p = calore specifico della sostanza.

Come è possibile vedere anche dalla **Figura 2.3** questo tipo di accumuli a calore sensibile possono essere sia solidi che liquidi, mentre non esistono accumuli sensibili allo stato gassoso.

- Accumuli a calore latente ovvero a cambiamento di fase: PCM (Phase Change Materials), di cui ci si occuperà nella seguente trattazione [15]

L'energia termica può essere accumulata in maniera quasi isoterma sotto forma di calore latente in cambiamento di fase. Con questo tipo di accumulo si hanno serbatoi di minori dimensioni in quanto il calore latente scambiato nella transizione di fase è maggiore se confrontato con il calore sensibile; il controllo dello scambio termico si rivela molto più complicato e la maggior parte di questi materiali subisce una degradazione dopo alcuni cicli di cambiamento di fase.

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

$$Q = \int_{T_i}^{T_m} mc_s dT + mr + \int_{T_m}^{T_f} mc_l dT \quad [2.2]$$

dove:

T_i = temperatura iniziale della sostanza;

T_f = temperatura finale della sostanza;

T_m = temperatura di fusione del materiale;

r = calore latente di fusione del materiale.

m = massa della sostanza;

c_s = calore specifico della sostanza allo stato solido.

c_l = calore specifico della sostanza allo stato liquido.

Come è possibile notare **Figura 2.3** il cambiamento di fase del materiale può avvenire attraverso le seguenti trasformazioni di stato: solido-solido, liquido-gas e solido-liquido.

Nelle trasformazioni solido-solido il calore viene accumulato mentre avviene una trasformazione nel materiale da un tipo di cristallizzazione ad un altro. Queste trasformazioni sono caratterizzate in genere da un calore latente inferiore rispetto alle trasformazioni solido-liquido. Il vantaggio nell'utilizzo di accumuli di questo tipo consiste in una maggior facilità nella progettazione e nel design degli accumuli stessi. Per tali accumuli i materiali più promettenti risultano essere le soluzioni solide organiche di pentaerythritol, Li_2SO_4 e KHF_2 [16].

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

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

Di conseguenza in questa Tesi sarà proprio questo cambiamento di fase ad essere preso in considerazione.

Nei successivi capitoli il termine PCM sarà quindi associato ai materiali con quest'ultima modalità di cambiamento di fase. In particolare nel

capitolo 4 verranno illustrate le principali caratteristiche di questi materiali illustrando quali siano quelli esistenti in commercio e più adatti per l'utilizzo come sistemi di accumulo in impianti solari termodinamici.

2.2 Tipologie di accumulo termico

La ricerca sull'accumulo termico ha indagato negli anni soluzioni diverse per schema di impianto e media termico, mettendo in evidenza di ciascuna pregi e limiti. Finora l'unica soluzione che ha raggiunto la fase commerciale è quella a due serbatoi a livello variabile con sali fusi. Di seguito sono riportate alcune indicazioni di base sulle tipologie di accumulo più sperimentate e promettenti [15].

- Il sistema diretto a due serbatoi a livello variabile.

Il fluido primario riscaldato nel ricevitore solare si accumula direttamente nel serbatoio caldo (550°C); da esso viene prelevata una portata costante (se disponibile), necessaria alla generazione di vapore per il funzionamento nominale della turbina nel power block. Il fluido termovettore, dopo aver ceduto il calore nel generatore di vapore, viene raccolto in un serbatoio freddo (290°C), dal quale viene prelevata una portata variabile per essere inviata al campo specchi e poter essere scaldata fino a 550°C . Lo stesso fluido svolge il ruolo di accumulo e di fluido termovettore.

La presenza di due serbatoi complica l'impiantistica con un conseguente aumento dei costi; d'altra parte questo sistema garantisce che la temperatura di ingresso al generatore di vapore resti quasi costante fino all'esaurimento di tutto il calore accumulato, a beneficio dell'efficienza dell'intero impianto. Inoltre le alte temperature di stoccaggio consentono di ottenere rendimenti più elevati nel ciclo a vapore.

Questo sistema fu sperimentato nell'impianto *Solar Two* ed è attualmente adottato nell'impianto *Archimede* di Priolo (SR). Rappresenta la prima scelta tra le tecnologie di accumulo [13].

- Il sistema indiretto a due serbatoi a livello variabile.

E' il sistema attualmente utilizzato negli impianti di grossa taglia spagnoli (*Andasol*) a collettori lineari e prevede l'utilizzo di un fluido di stoccaggio (tipicamente sali fusi) differente dall'olio termovettore che circola nel campo specchi. Rispetto al caso precedente il fluido di accumulo e il termovettore sono differenti.

Le temperature raggiungibili nel serbatoio caldo sono dell'ordine dei 380°C poiché sono sottoposte alla massima temperatura raggiungibile dall'olio nei ricevitori (ca. 390°C). I costi sono più elevati per l'utilizzo di olio diatermico come fluido termovettore.

- Il sistema a serbatoio a termoclino a media solido.

In questo sistema un media solido (es. pezzi di roccia) contenuto in un serbatoio viene riscaldato per contatto diretto con il fluido primario. Questo fluisce (in pressione) in una direzione quando cede calore al media e nella direzione opposta quando deve recuperare il calore immagazzinato. Nel serbatoio si stabilisce un gradiente di temperatura detto termoclino, variabile a seconda dello stato di carica del serbatoio. Questo sistema, tuttora in fase di sperimentazione, è relativamente economico ma presenta l'importante inconveniente di non mantenere la temperatura nominale di uscita durante la fase di scarica del serbatoio, con ripercussioni sulla generazione del vapore ed il rendimento dell'impianto. Tipicamente viene usato quando il fluido primario è molto costoso (olio diatermico).

- Il sistema a serbatoio a termoclino a fluido stratificato.

E' simile al precedente ma non ha un secondo media e lo storage è realizzato da un fluido in fase liquida accumulato nel serbatoio stesso. Tale fluido può essere sia il fluido primario sia un fluido secondario nel caso di sistema indiretto. Questa tecnologia presenta lo stesso problema del precedente, che può anzi essere accentuato, se la stratificazione non viene controllata perfettamente; per contro è più rapido nel rispondere alle esigenze di mantenimento del ciclo a regime ed evita i problemi che nascono dal contatto con un altro materiale.

- Il sistema a scambiatori di calore.

Il sistema si basa sulla capacità di accumulo di calore sensibile di blocchi di materiale solido. In pratica tali blocchi vengono percorsi da tubazioni in cui scorre il fluido primario che può cedere o recuperare calore da essi. La mancanza di contatto diretto tra il fluido primario e il media dello storage migliora il problema della perdita di carico dei serbatoi a media solido ma non quello dell'abbassamento di temperatura tipico del termoclino. Questo però può essere limitato suddividendo lo storage in blocchi piccoli disposti in parallelo da alimentare uno alla volta; in questo modo in ciascun blocco si raggiunge la massima temperatura di storage prima di far fluire il fluido in quello successivo. Di conseguenza anche la scarica del calore accumulato avviene a temperatura relativamente costante fino all'ultimo blocco.

- Il sistema a serbatoio/scambiatore di calore con PCM.

In questo sistema l'accumulo è un misto tra accumulo sensibile e latente. Infatti lo scambio termico avviene in questo caso tra un unico fluido, solitamente sali fusi, e un materiale a cambiamento di fase, i quali sono posti a contatto fisico. Il PCM deve essere sempre mantenuto in uno stato intermedio tra liquido e solido in modo che si garantisca una temperatura pressoché costante in uscita dal serbatoio. Il *solar salt* funge sia da fluido termovettore che da accumulo, assieme al PCM.

Questa tecnologia di accumulo è la più recente ma non ancora ben sviluppata e testata. Nei capitoli successivi verrà approfondita e confrontata con altre tecnologie.

Nel capitolo 5 saranno inoltre illustrate le soluzioni impiantistiche più tipicamente utilizzate, che si differenziano principalmente per la differente tecnologia di accumulo adottata.

Capitolo 3

Solar Salt

Si è parlato dei materiali e delle tecniche che consentono di accumulare energia termica. Ma di importanza assoluta per il funzionamento dell'impianto è anche il fluido termovettore. Esso ha lo scopo di assorbire il calore proveniente dai raggi solari e “trasportarlo” nel serbatoio di accumulo.

Si è accennato in realtà che il *solar salt* può rappresentare sia il fluido termovettore sia il fluido d'accumulo, eventualmente con il supporto di un ulteriore materiale appositamente utilizzato per l'accumulo. In ogni caso esistono differenti sostanze che possono svolgere questi scopi.

3.1 I *solar salt* più utilizzati

Una delle componenti importanti dell'impianto è il fluido termovettore, il quale permette di trasferire il calore nel generatore di vapore.

Esistono diverse tipologie di fluidi termovettori ma sostanzialmente possiamo considerarne due tipi: olio diatermico (centrali di 1^a generazione) oppure, secondo gli sviluppi di questi ultimi anni, una miscela di sali che fondono alle temperature di esercizio della centrale e per questo detti sali fusi (centrali di 2^a generazione) [17].

La temperatura più alta raggiunta dai sali fusi (anche fino a 550 °C) rispetto all'olio diatermico consente una migliore resa energetica finale, grazie alla possibilità di accoppiamento con centrali a recupero di calore dai fumi di scarico, più efficienti delle centrali standard e che lavorano a temperature più alte.

Con l'utilizzo di miscele a sali fusi è possibile inoltre migliorare la capacità di accumulo termico dell'impianto, prolungandone la produttività anche fino ad alcuni giorni senza esposizione al sole.

		Olio diatermico	Sali fusi
T ₁	[°C]	250	290
T ₂	[°C]	390	550
C	[MWh/ton]	0,095	0,11
m _{acc}	[kg]	6301	5483
ρ(T ₂)	[kg/m ³]	650	1740
V _{acc}	[m ³]	9266	3510
Costo	[€/kg]	4	0,5
Costo acquisizione	[€]	25,2	2,74

Tabella 3.1 - Confronto olio diatermico e sali fusi (fonte: 17).

I vantaggi apportati dall'impiego dei sali fusi, emergono in maniera significativa, confrontando, rispetto all'olio diatermico, valori medi di quantità, volumi e costi, necessari per la realizzazione per esempio, di un sistema di accumulo da 600 MWh termici, come mostrato nella **Tabella 3.1**.

Si nota che la sola acquisizione della massa necessaria per l'accumulo comporterebbe dei costi maggiori di circa un ordine di grandezza e che la maggiore densità dei sali fusi permette la realizzazione di un sistema più piccolo, pervenendo in tal modo a dei risparmi anche per la realizzazione della struttura. Inoltre l'olio diatermico, sostanza volatile ed infiammabile, dovrebbe essere accumulato ad una temperatura (390 °C) superiore a quella di flash-point, comportando, oltre la pressurizzazione dell'impianto, la messa in opera di ridondanti sistemi antincendio.

Dopo aver brevemente confrontato due sostanze che possono svolgere la stessa funzione di fluido termovettore, ci soffermiamo su quella con i maggiori vantaggi e che sempre più prende piega negli impianti solari termodinamici, ovvero la miscela di sali fusi.

Più in particolare il campo delle applicazioni e della ricerca si focalizza su miscele di nitrati/nitriti, delle quali esistono numerose varianti in base alla loro composizione. In seguito vengono riportate una serie di tabelle [17] in cui sono riassunte le principali miscele di nitrati/nitriti a confronto relativamente ai loro parametri caratteristici. Nei capitoli successivi saranno poi utilizzati alcuni di questi dati per le simulazioni.

NaNO ₃ (%p)	KNO ₃ (%p)	Ca(NO ₃) ₂ (%p)	LiNO ₃ (%p)	NaNO ₂ (%p)	Liquidus T (°C)	Cp [J K ⁻¹ g ⁻¹]	Max T (°C)	Cp [J K ⁻¹ g ⁻¹]
46	54	-	-	-	221	na	na	na
60	40	-	-	-	238	1,6 [5]	550-600	1,6 [5]
7	53	-	-	40	141	≈1,55[3]	450 ^a -538 ^b	≈1,55[3]
15	42	42	-	-	140	1,7[5]	505	1,6[5]
18	53	-	30	-	120	≈1,55[3][5]	550-600	≈1,55[3][5]
18	40	21	22	-	<95	≈1,55[3]	na	≈1,55[3]

Tabella 3.2 – Calore specifico per varie miscele nitrati/nitriti (fonte: 17).

NaNO ₃ (%p)	KNO ₃ (%p)	Ca(NO ₃) ₂ (%p)	LiNO ₃ (%p)	NaNO ₂ (%p)	Liquidus T (°C)	k (W K ⁻¹ m ⁻¹)	Max T (°C)	k (W K ⁻¹ m ⁻¹)
46	54				221	na	na	na
60	40				238	0,5 (a 320 °C) [3]	550-600	≈0,55(a 550 °C) [3]
7	53			40	141	≈0,85(a 242 °C) [4]	450-538	≈0,85(a 365 °C) [4]
15	42	42			140	na	505	na
18	53		30		120	na	550-600	na
18	40	21	22		<95	≈0,45(a 150 °C) [3]	na	≈0,45(a 150 °C) [3]

Tabella 3.3 – Conducibilità termica per varie miscele nitrati/nitriti (fonte: 17).

NaNO ₃ (%p)	KNO ₃ (%p)	Ca(NO ₃) ₂ (%p)	LiNO ₃ (%p)	NaNO ₂ (%p)	Liquidus T (°C)	Max T (°C)	notes
46	54				221	na	eutettico
60	40				238	550-600	"solar salt"
7	53			40	141	450-538	"HITECH [®] " salt [4]
15	42	42			140	505	[2]
18	53		30		120	550-600	[5]
18	40	21	22		<95	na	[3]

Tabella 3.4 – Temperature inizio solidificazione per varie miscele nitrati/nitriti (fonte: 17).

NaNO ₃ (%p)	KNO ₃ (%p)	Ca(NO ₃) ₂ (%p)	LiNO ₃ (%p)	NaNO ₂ (%p)	Liquidus T (°C)	μ [cP]	Max T (°C)	μ [cP]
46	54				221	na	na	na
60	40				238	≈4,5 (a 260 °C) [5]	550-600	≈1,6(a 50 °C) [5]
7	53			40	141	10,5[3]	450-538	≈1,6 (a 500 °C) [3] ≈2 (a 400 °C) [3]
15	42	42			140	≥200[5]	505	≈3,5 (a 440 °C) [5]
18	53		30		120	≥30[3]	550-600	≈1,5 (a 500 °C) [3] ^a
18	40	21	22		<95	≈50 (a 150 °C) [3]	na	≈4,5 (a 400 °C) [3] ^a

Tabella 3.5 – Viscosità dinamica per varie miscele nitrati/nitriti (fonte: 17).

NaNO ₃ (%p)	KNO ₃ (%p)	Ca(NO ₃) ₂ (%p)	LiNO ₃ (%p)	NaNO ₂ (%p)	Liquidus T (°C)	P [g/ml]	Max T (°C)	P [g/ml]
46	54				221	na	na	na
60	40				238	1,95 (a 245 °C) [7]	550-600	1,7(a 550 °C) [7]
7	53			40	141	≈2,1[3]	450-538	≈1,8 (a 530 °C) [3] ≈1,9 (a 450 °C) [3]
15	42	42			140	na	505	na
18	53		30		120	≈1,95 (a 200 °C) [3]	550-600	≈1,7 (a 500 °C) [3]
18	40	21	22		<95	≈1,95 (a 200 °C) [3]	na	≈1,7 (a 500 °C) [3]

Tabella 3.6 – Densità per varie miscele nitrati/nitriti (fonte: 17).

3.2 Miscela di Sali fusi – KNO₃ - NaNO₃

L'utilizzo della miscela di sali fusi negli impianti solari termodinamici è argomento recente ed il principale sviluppatore di tale tecnologia è stata l'ENEA.

La miscela di Sali fusi maggiormente considerata tra quelle citate precedentemente, anche nell'impianto "Archimede" sviluppato da ENEA, è una miscela di nitrati composta da nitrato di potassio KNO₃ per il 40 % e di nitrato di sodio NaNO₃ per il 60 % che solidifica a temperature molto più bassa (220 °C solidificazione e cristallizzazione 238 °C) rispetto alle singole componenti (NaNO₃ a 307 °C , KNO₃ a 337 °C). Le percentuali sono state così decise perché un contenuto maggiore del nitrato di potassio comporterebbe un costo maggiore e un calore specifico più basso.

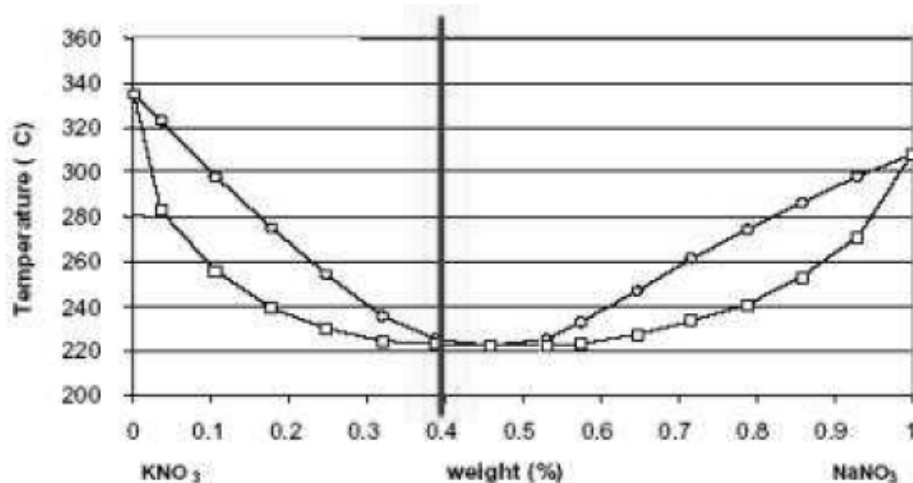


Figura 3.1 - Diagramma di fase della miscela.

La **Figura 3.1** rappresenta il diagramma di fase della miscela descritta in questo paragrafo dove, sotto la curva inferiore abbiamo la solidificazione della miscela e sopra la curva superiore abbiamo la formazione di liquido.

Le principali caratteristiche di tale miscela, utili in fase di simulazione per i modelli che saranno implementati nei capitoli successivi, sono stati estrapolati dalle **Tabelle 3.2 - 3.6** del paragrafo precedente e sono riassunti nella **Tabella 3.7**:

SOLAR-SALT	Range T	Densità	Calore specifico
Composizione	C°	Kg/m ³	KJ/KgC
NaNO ₃ (60)-40KNO ₃	265-595	1,87	1,6

Tabella 3.7 - Caratteristiche solar salt utilizzato.

Come si vedrà in seguito tali informazioni sono sufficienti per il dimensionamento del sistema di accumulo e per lo studio del comportamento in temperatura della sostanza, mentre dovranno essere ampliate quando si andrà a considerare anche la fluidodinamica.

Miscele di sali fusi sono impiegate anche in altri settori industriali, come nella produzione di melanina, in quella dell'ossido di alluminio, della soda caustica, nel settore metallurgico (trattamenti termici), in una tipologia di reattori nucleari ed in altre applicazioni speciali.

- Benefici dovuti all'impiego dei sali fusi [17;19]

Negli impianti solari in tutto il mondo, specialmente in Spagna e America, per molti anni è stato utilizzato l'olio diatermico come fluido termovettore. Lo studio promosso da ENEA sui sali fusi è nato per sostituire questa tecnologia perché è limitata in molti aspetti.

I vantaggi più importanti dovuti all'utilizzo dei sali sono due:

- realizzazione di un accumulo termico a basso costo, in quanto i sali sono economici, non tossici e a limitato impatto ambientale (si tratta di fertilizzanti naturali) in caso di fuoriuscita accidentale; gli oli diatermici sono invece nocivi per l'uomo e per l'ambiente;
- aumento della temperatura all'uscita del campo solare fino a 550 °C, con aumento delle prestazioni del ciclo termodinamico di produzione elettrica, nel caso degli oli diatermici la massima temperatura è invece limitata a circa 400 °C (oltre si ha instabilità);
- l'utilizzo di sali fusi porta ad un rendimento di ciclo (carica-scarica) elevatissimo (99%), dato che le perdite di calore da un serbatoio ben coibentato di grandi dimensioni sono contenute;
- un ulteriore pregio dovuto all'impiego di sali fusi è quello di consentire la produzione di vapore ad alta temperatura, dell'ordine di 530°C, in grado di alimentare cicli a vapore con rendimenti di conversione termodinamica elevati (42-45% contro il 37,6% di un ciclo alimentato con vapore a 370 °C, tipico di un impianto a olio) senza l'impiego di un risurriscaldatore a combustibile fossile [18].

Grazie a prove in laboratorio e anche nell'impianto stesso è stato possibile definire alcune considerazioni riguardanti questa tecnologia descritte di seguito.

Per quanto concerne un accumulo a sali fusi, sfruttando la temperatura massima raggiungibile, è possibile ottenere una maggiore energia termica accumulata all'incirca pari a $0,2 \text{ (MW} \cdot \text{h)t / m}^3$. Questa considerazione diventa maggiormente rilevante, se combiniamo questo fattore con un basso costo e l'alta densità dei sali fusi. Con la tecnologia oggi presente possiamo raggiungere costi di accumulo termico inferiori a $15 \text{ € / (kW} \cdot \text{h)t [5]}$. Per cui se volessimo trasformare il tutto in $\text{€ / (kW} \cdot \text{h)e}$ ovvero tenendo conto del rendimento di conversione termodinamica, il costo che avremmo diventerebbe di $36 \text{ € / (kW} \cdot \text{h)e}$ (con prospettive future pari a $25 \text{ € / (kW} \cdot \text{h)e}$) [18] .

Le considerazioni appena fatte sono veritiere solo se il sistema di accumulo a sali fusi non si interfaccia con un sistema ad olio, altrimenti la temperatura massima dell'olio diatermico (400 °C) limita automaticamente i benefici sopra scritti.

Ovviamente tutti questi vantaggi offerti dai sali possono essere raggiunti solo se le perdite termiche nei collettori e nello scambiatore sono basse, altrimenti non si riesce ad ottimizzare l'impiego del fluido.

- Problematiche dovute all'impiego dei sali fusi [17;19]

L'impiego dei sali fusi pone però dei problemi tecnologici dovuti al fatto che queste miscele solidificano ad alta temperatura (da 142 a 238 °C a seconda dei componenti). Per questo è necessario mantenerle sempre liquide con opportuni accorgimenti tecnologici, soprattutto nelle fasi di “primo avviamento” dell'impianto, assicurando una continua circolazione dei sali nelle tubazioni anche di notte. Un'alternativa alla circolazione continua può essere quella di riempire e svuotare il circuito giornalmente, ma ci si rende conto che questa operazione è praticabile solo in impianti con limitata estensione delle tubazioni.

Visti i limiti inferiori e superiori di temperatura, i sali fusi necessitano all'interno del circuito di un sistema di riscaldamento, spesso elettrico, delle tubature che permetta di mantenere queste elevate temperature. Questa tematica non è nuova, anzi è una pratica comune anche negli impianti a collettori parabolici a olio diatermico (tali oli solidificano a 15 °C) .

L'ultima preoccupazione legata a l'utilizzo di questi sali è di tipo corrosivo, sia per quanto riguarda valvole e pompe sia per quanto riguarda serbatoi e scambiatori.

Per questo motivo per le valvole e pompe, che vengono adottate nel circuito, devono essere inserite delle componenti appropriate. Dopo una serie di prove sperimentali [18] si è giunti all'individuazione del giusto materiale per la circolazione dei sali fusi, ovvero l'acciaio austenitico inossidabile AISI 321 H che è diventato l'acciaio di riferimento per l'utilizzo dei sali fusi con 60% NaNO_3 e 40% KNO_3 .

Questo tipo di acciaio non è solo utilizzabile in laboratorio ma anche nella realtà. L'AISI 321 H è una variante dell'AISI 321 che è composto tipicamente da carbonio (0,08%), manganese (2,00%), silicio (0,75%), fosforo (0,045%), zolfo (0,03%), cromo (17 – 19%), nichel (9 – 12%), titanio (0,7%) ed infine ferro (64,99 – 70,39%) (le percentuali esprimono il peso del componente rispetto al totale del peso). L'AISI 321 H è un acciaio inossidabile che differisce solo dal contenuto maggiore di carbonio che varia tra il 4% e il 10% in più. L'AISI 321 ha un costo che varia tra 4,5 e 5 euro al kg, mentre per quanto riguarda l'AISI 321 H il costo aumenta rispetto alla quantità di carbonio che vogliamo introdurre. L'introduzione del carbonio nell'acciaio non è un'operazione particolare, anzi è un'operazione ordinaria, per cui il costo che ne deriva non si discosta molto dall'AISI 321.

Sempre legata alla corrosione sussiste la problematica legata ai serbatoi e ai scambiatori di calore. Infatti deve essere tenuta sotto controllo, limitata e prevenuta anche la corrosione che i sali possono portare a tali elementi dell'impianto.

Come sarà visto in seguito una problematica che attualmente non è ancora stata né studiata né risolta è quella di individuare un materiale o una coppia di materiali che oltre a resistere al *solar salt* sia in grado di resistere anche all'altra sostanza (PCM) utile all'accumulo di calore (vedi capitolo 9).

Capitolo 4

Materiali a cambiamento di fase

Si è detto che l'accumulo termico può essere a calore sensibile o a calore latente. In questo capitolo vengono illustrate le principali caratteristiche e tipologie di materiale dette a cambiamento di fase che consentono l'accumulo termico a calore latente.

L'applicazione e l'utilizzo di questi materiali, come sostanze atte ad accumulare calore negli impianti solari termodinamici, non è ancora ben nota in letteratura, ma rappresenta una valida alternativa su cui vale la pena investire.

4.1 Utilizzi e caratteristiche dei materiali PCM

I PCM (Phase Change Materials) sono materiali a cambiamento di fase che vengono utilizzati per l'accumulo di calore latente.

In genere l'utilizzo dei materiali PCM in impianti *solar cooling* può consentire un vantaggio rispetto alla tipologia di accumulo più semplice a tradizione, ad acqua o a calore sensibile, nel momento in cui la temperatura di fusione del PCM corrisponde alla temperatura alla quale l'accumulo deve essere mantenuto. Questo perché il PCM in fase di fusione è in grado di rilasciare energia a temperatura pressoché costante. Inoltre questi materiali sono caratterizzati da un'elevata densità di energia di accumulo, come mostrato in **Tabella 4.1**, in cui sono riportate le caratteristiche medie dei più comuni PCM, dell'acqua e di un comune materiale come la roccia.

PROPRIETÀ	ROCCIA	ACQUA	PCM ORGANICO	PCM INORGANICO
DENSITÀ, KG/M3	2240	1000	800	1600
CALORE SPECIFICO, KJ/KG	1.0	4.2	2.0	2.0
CALORE LATENTE, KJ/KG	-	-	190	230
CALORE LATENTE, KJ/M3	-	-	152	368
MASSA DI ACCUMULO KG/MJ	67000	16000	5300	4350
VOLUME DI ACCUMULO M3/MJ	30	16	6.6	2.7
MASSA DI ACCUMULO RELATIVA	15	4	1.25	1.0
VOLUME DI ACCUMULO RELATIVO	11	6	2.5	1.0

Tabella 4.1 - Confronto tra PCM e altri materiali (fonte:3)

Il vantaggio energetico nell'utilizzo dei materiali a cambiamento di fase invece va via via a ridursi, man mano che la temperatura di fusione si discosta dalla temperatura di esercizio, in quanto la maggioranza dei materiali a cambiamento di fase possiede calori specifici allo stato solido e allo stato liquido inferiori rispetto all'acqua e ai più tradizionali materiali per accumulo a calore sensibile.

I PCM ed in particolare le loro applicazioni, si possono classificare prima di tutto secondo ben definiti intervalli di temperatura. Qui di seguito, viene data una classificazione di riferimento, che sarà utile nel proseguimento di questo studio (**Tabella 4.2**). Chiaramente, il riferimento preferenziale sarà quello compreso tra i 120 ed i 600 °C, intervallo nel quale risiedono le applicazioni di maggiore interesse commerciale per quanto concerne gli impianti solari termodinamici.

Intervallo di temperatura	Classificazione termica	Possibile applicazione
<120°C	<i>Bassa temperatura</i>	Questo è il campo in genere riservato al solare termico senza concentrazione o con bassa concentrazione (pannelli piani).
120-200°C	<i>Medio-bassa temperatura</i>	Questo intervallo di temperatura è spesso caratteristico di applicazioni per fornitura di calore di processo, generazione di potenza con cicli organici (ORC), climatizzazione ad alta efficienza, desalinizzazione. A queste temperature è possibile utilizzare come fluido termovettore anche acqua a bassa pressione.
200-300°C	<i>Media temperatura</i>	Anche in questo caso si possono avere applicazioni in multi-generazione ma, chiaramente, i livelli di temperatura impongono l'utilizzo di oli diatermici e, nel contempo, permettono di avere generazione di potenza a rendimenti abbastanza elevati.
300-400°C	<i>Medio-alta temperatura</i>	E' l'intervallo tipico della generazione di potenza con gli impianti solari parabolici lineari ad olio diatermico sino ad oggi realizzati. Le efficienze di conversione termo-elettrica sono elevate.
400-600°C	<i>Alta temperatura</i>	In questo intervallo si ha ancora generazione di potenza con gli impianti solari parabolici lineari od a torre ma non può essere più utilizzato l'olio diatermico. In genere, il fluido termovettore sarà un sale fuso. In questo caso le efficienze di conversione termo-elettrica sono molto elevate.
>600°C	<i>Altissima temperatura</i>	Oltre questa temperatura si parla di applicazioni ad energia solare molto concentrata tipo dish o fornaci solari. Il fluido termovettore spesso è aria/gas. L'uso di PCM, in questo caso, è ancora possibile ma in condizioni limite.

Tabella 4.2 - Suddivisione PCM in base alla temperatura di fusione (fonte: 3).

Dalla letteratura è emerso che i materiali caratterizzati da una temperatura di fusione compatibile con le applicazioni sopra elencate sono moltissimi. Tuttavia, affinché un PCM possa essere utilizzato praticamente come accumulo di energia all'interno di un impianto, deve godere di proprietà che vanno ben oltre la sola temperatura di fusione prossima alla temperatura di esercizio.

Vengono in seguito elencate le proprietà ideali [3] che un PCM dovrebbe possedere, anche se si anticipa che molto difficilmente un singolo materiale PCM potrà realisticamente possederle tutte.

- Proprietà termiche:
 - il PCM deve possedere un elevato calore latente di fusione in modo tale da essere in grado di effettuare un scambio di calore il più possibile isoterma sia in fase di carica sia in fase di scarica dell'accumulo;
 - la temperatura di fusione deve essere non solo compatibile, ma tale da ottimizzare le prestazioni dello specifico impianto all'interno del quale il materiale viene utilizzato;
 - la conduttività termica deve essere elevata.
- Proprietà fisiche:
 - la densità dovrebbe essere preferibilmente elevata in modo tale da minimizzare le dimensioni dell'accumulo;
 - la variazione del volume durante il cambiamento di fase dovrebbe essere il più possibile contenuta per evitare di dover sovradimensionare l'accumulo.
- Proprietà cinetiche:
 - il materiale deve essere tale da avere un fenomeno di sotto-raffreddamento limitato o assente. Il sotto-raffreddamento potrebbe infatti comportare uno scambio isotermico ad una temperatura inferiore a quella prevista con conseguente peggioramento delle prestazioni dell'impianto;
 - la velocità di cristallizzazione deve essere sufficientemente elevata.
- Proprietà chimiche:
 - stabilità chimica di lungo termine in modo da evitare o ridurre il degradamento delle prestazioni nel lungo periodo;

- compatibilità chimica con i materiali di costruzione dell'accumulo e con i materiali all'interno dei quali i PCM vengono incapsulati;
- non tossicità;
- non infiammabilità.

- Proprietà economiche:
 - il PCM deve essere facilmente reperibile;
 - il costo del materiale dovrebbe essere basso o almeno tale da consentire tempi di rientro brevi dell'investimento;
 - il materiale dovrebbe essere abbondante in natura.

Nonostante in letteratura non si siano trovati espliciti riferimenti, occorre tener presente che tra le proprietà ideali dei PCM ci dovrebbe essere il fatto di non comportare problematiche di tipo ambientale in fase di produzione, di utilizzo e di smaltimento.

E' necessario sottolineare che, nonostante siano molti i materiali interessanti dal punto di vista del calore latente di fusione e della temperatura di fusione, la maggior parte di essi non soddisfa molti dei requisiti precedentemente elencati. Di conseguenza spesso si cerca di supplire alle carenze (ad esempio delle proprietà fisiche o termiche) con un buon disegno del sistema.

Per esempio, se un PCM presenta bassa conduttività termica è possibile inserire delle particelle di metallo, mentre se il sotto-raffreddamento è elevato, si può tentare di ridurlo introducendo agenti di nucleazione.

Per riassumere, dalla letteratura è emerso che in genere i maggiori vantaggi derivanti dall'utilizzo di accumuli a cambiamento di fase rispetto all'utilizzo di accumuli tradizionali ad acqua o a calore sensibile sono :

- una maggior energia termica accumulata rispetto agli accumuli sensibili e di conseguenza la possibilità di utilizzare accumuli di dimensioni minori. Si sottolinea nuovamente che questo risulta essere vero solo nel caso in cui l'intervallo di temperatura di esercizio dell'accumulo è limitato e prossimo al punto di fusione del PCM;
- una temperatura relativamente costante in fase di fusione e solidificazione del PCM;
- un numero di cicli ON-OFF degli ausiliari minore rispetto al caso con accumulo sensibile.

Tra gli svantaggi si devono invece elencare:

- gli elevati rischi legati alla perdita di stabilità del materiale e all'erosione dei materiali che incapsulano il PCM;
- possibili problematiche ambientali (non ancora quantificate) a seconda del tipo di PCM utilizzato.

4.2 Classificazione

Come si è già visto nel capitolo 2 relativamente alla classificazione degli accumuli, anche per la classificazione dei materiali a cambiamento di fase si vuole evidenziare che non esiste in letteratura una classificazione univoca. Nella classificazione a seguire si prenderà quindi come riferimento quella effettuata da *Atul Sharma et al.* [3], che viene ben illustrata dallo schema seguente:

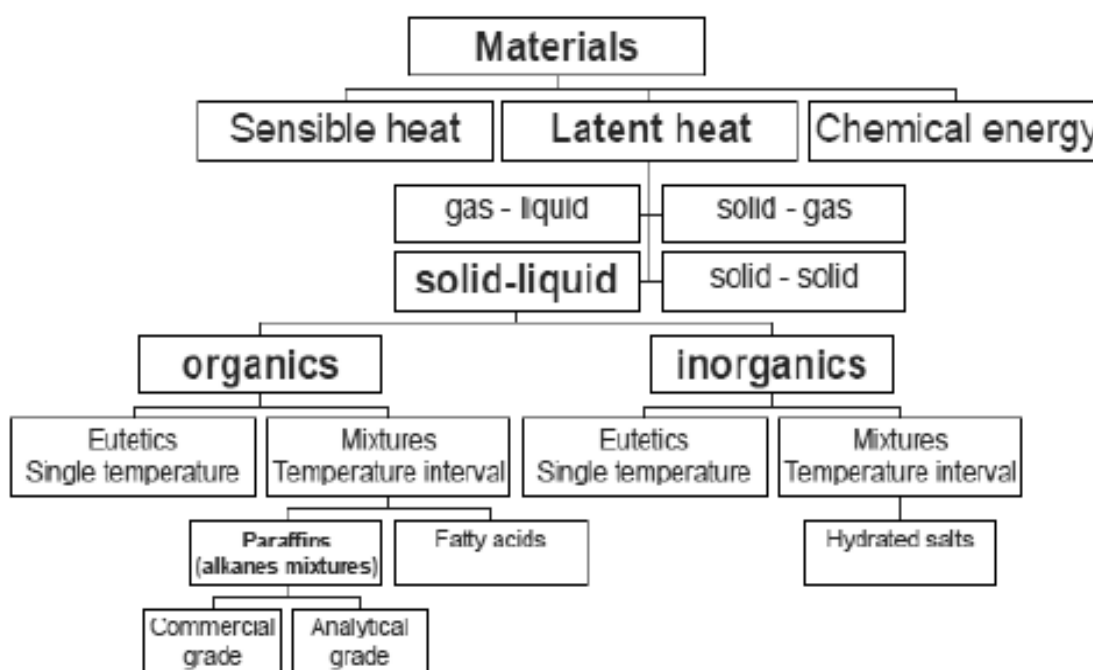


Figura 4.1 - Classificazione dei PCM (fonte: 16).

Come si evince dalla **Figura 4.1** i materiali a cambiamento di fase possono essere divisi in due grandi categorie: materiali organici e materiali inorganici.

Per quanto riguarda le reali applicazioni negli accumuli a calore latente i materiali più utilizzati sono generalmente le paraffine (materiali organici), i sali idrati (materiali inorganici) e i *fatty acids* (materiali organici).

Si deve sottolineare che, mentre i materiali utilizzabili come PCM sono teoricamente moltissimi, quelli che vengono realmente prodotti e che sono reperibili nel mercato sono in numero nettamente inferiore.

- PCM Organici

I materiali organici sono in genere sostanze che possono fondere e solidificare più volte senza segregazione e senza conseguente degradazione nel tempo del calore latente di fusione.

Essi inoltre non sono corrosivi. In generale i PCM organici possono essere suddivisi in due gruppi: le cere paraffine e le cere non-paraffine.

- Cere paraffine

Le cere paraffine sono una miscela di catene con n-alcani $\text{CH}_3\text{-(CH}_2\text{)-CH}_3$. La cristallizzazione della catena del CH_3 rilascia una grande quantità di calore latente e all'aumentare della lunghezza della catena cresce sia il punto di fusione sia il calore latente di fusione.

A temperatura ambiente si presentano con una consistenza simile a quella della cera e si utilizzano in un ampio campo di temperatura che va da 5.5 °C a 80 °C.

Viene in seguito riportata una **Tabella 4.3** che riassume i principali vantaggi e svantaggi derivanti dall'utilizzo di queste cere paraffine come materiali PCM.

TIPO DI PCM	CATEGORIA	VANTAGGI	SVANTAGGI
Paraffine	PCM Organici	- Sicurezza; - affidabilità; - prevedibilità del comportamento; - basso costo; - non-corrosività; - inerti chimicamente e stabili al di sotto di 500 °C; - limitata variazione di volume in fase di fusione; - fusione congruente senza segregazioni; - buone proprietà di nucleazione; - riciclabilità.	- Bassa conduttività termica; - incompatibilità con i contenitori di plastica; - moderata infiammabilità.

Tabella 4.3 - Vantaggi e svantaggi PCM Organici-Paraffini (fonte: 16).

Si riporta anche una tabella (**Tabella 4.4**) che riassume le temperature ed i calori latenti di fusione di alcune cere paraffine in base al numero di atomi di carbonio presenti nella catena.

Dalla **Tabella 4.4** è immediato notare come la temperatura di fusione e il calore latente di fusione crescano all'aumentare del numero di atomi di carbonio presenti nella catena.

- Non paraffini

La categoria dei non-paraffini è la categoria di PCM più ampia e per questo i materiali che rientrano in questa categoria possiedono le proprietà più varie.

In generale i PCM non-paraffini possono essere divisi in due sottogruppi: gli acidi grassi e gli altri PCM organici non paraffini.

A differenza delle paraffine, che godono di proprietà molto simili, ognuno di questi materiali possiede proprie caratteristiche specifiche. Nonostante ciò è possibile individuare anche in questo caso alcuni comuni vantaggi e svantaggi derivanti dall'utilizzo di PCM appartenenti a questa categoria (**Tabella 4.5**).

Melting point and latent heat of fusion: paraffins

No. of carbon atoms	Melting point (°C)	Latent heat of fusion (kJ/kg)
14	5.5	228
15	10	205
16	16.7	237.1
17	21.7	213
18	28.0	244
19	32.0	222
20	36.7	246
21	40.2	200
22	44.0	249
23	47.5	232
24	50.6	255
25	49.4	238
26	56.3	256
27	58.8	236
28	61.6	253
29	63.4	240
30	65.4	251
31	68.0	242
32	69.5	170
33	73.9	268
34	75.9	269

Tabella 4.4 - Alcuni PCM paraffini (fonte: 16).

TIPO DI PCM	CATEGORIA	VANTAGGI	SVANTAGGI
Non-paraffini	PCM organici	- Elevato calore latente di fusione; - sottoraffreddamento assente; - ampio campo di utilizzo (dagli 8 °C ai 130 °C)	- Infiammabilità; - bassa conduttività termica; - vari livelli di tossicità; - instabilità alle alte temperature; - maggior costo rispetto alle paraffine.

Tabella 4.5 - Vantaggi e svantaggio PCM Organici-Non paraffini (fonte: 16).

Nelle **Tabelle 4.6 - 4.7** a seguire vengono riportati due elenchi di possibili materiali individuati in letteratura appartenenti al primo e al secondo gruppo di materiali organici non paraffini. Anche in questo caso nelle tabelle vengono riportati i valori delle temperature di fusione e dei calori latenti di fusione.

Melting point and latent heat of fusion: fatty acids

Material	Formula	Melting point (°C)	Latent heat (kJ/kg)
Acetic acid	CH_3COOH	16.7	184
Polyethylene glycol 600	$\text{H}(\text{OC}_2\text{H}_4)_6\text{-OH}$	20–25	146
Capric acid	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_8\text{-COOH}$	36	152
Eladic acid	$\text{C}_8\text{H}_7\text{-C}_9\text{H}_{16}\text{-COOH}$	47	218
Lauric acid	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{10}\text{-COOH}$	49	178
Pentadecanoic acid	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{13}\text{-COOH}$	52.5	178
Tristearin	$(\text{C}_{17}\text{H}_{35}\text{COO})\text{C}_3\text{H}_5$	56	191
Myristic acid	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{12}\text{-COOH}$	58	199
Palmatic acid	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{14}\text{-COOH}$	55	163
Stearic acid	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{16}\text{-COOH}$	69.4	199
Acetamide	CH_3CONH_2	81	241
Methyl fumarate	$(\text{CHCO}_2\text{NH}_2)_2$	102	242

Tabella 4.6 - Alcuni PCM Non paraffini (fonte: 16).

Melting point and latent heat of fusion: non paraffins

Material	Melting point (°C)	Latent heat (kJ/kg)
Formic acid	7.8	247
Caprylic acid	16.3	149
Glycerin	17.9	198.7
n-Lactic acid	26	184
Methyl palmitate	29	205
Camphenilone	39	205
Docosyl bromide	40	201
Caprylone	40	259
Phenol	41	120
Heptadecanone	41	201
1-Cyclohexyloctadecane	41	218
4-Heptadecanone	41	197
p-Joluidine	43.3	167
Cyanamide	44	209
Methyl eicosanate	45	230
3-Heptadecanone	48	218
2-Heptadecanone	48	218
Hydrocinnamic acid	48.0	118
Cetyl alcohol	49.3	141
α -Nephthylamine	50.0	93
Camphene	50	238
O-Nitroaniline	50.0	93
9-Heptadecanone	51	213
Thymol	51.5	115
Methyl behenate	52	234
Diphenyl amine	52.9	107
p-Dichlorobenzene	53.1	121
Oxalate	54.3	178
Hypophosphoric acid	55	213
O-Xylene dichloride	55.0	121
β -Chloroacetic acid	56.0	147
Chloroacetic acid	56	130
Nitro naphthalene	56.7	103
Trimyristin	33–57	201–213
Heptadecanoic acid	60.6	189
α -Chloroacetic acid	61.2	130
Bee wax	61.8	177
Bees wax	61.8	177
Glycolic acid	63.0	109
Glycolic acid	63	109
p-Bromophenol	63.5	86
Azobenzene	67.1	121
Acrylic acid	68.0	115
Dinito toluent (2,4)	70.0	111
Phenylacetic acid	76.7	102
Thiosinamine	77.0	140
Bromcamphor	77	174
Durene	79.3	156
Benzylamine	78.0	174
Methyl brombenzoate	81	126
Alpha naphthol	96	163
Glutaric acid	97.5	156
p-Xylene dichloride	100	138.7
Catechol	104.3	207
Quinone	115	171
Acetanilide	118.9	222
Succinic anhydride	119	204
Benzoic acid	121.7	142.8
Stibene	124	167
Benzamide	127.2	169.4

Tabella 4.7 - Altri PCM Non paraffini (fonte: 16).

- PCM inorganici

Se comparati con i precedenti materiali organici la maggior parte dei materiali inorganici possiedono un maggior calore latente di fusione che tuttavia tende a degradare nel tempo. E' proprio a causa di questo deterioramento delle prestazioni che ad oggi risultano essere meno studiati rispetto ai PCM organici (eccezione fatta per i sali idrati).

In genere i materiali inorganici vengono suddivisi in sali idrati e materiali metallici.

- I sali idrati

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 del sale idrato sono in realtà una disidratazione e idratazione del sale. Come sottolinea la formula seguente, i cristalli idrati si scompongono in sale anidrato e acqua, o in uno meno idrato e acqua [16].



I sali idrati 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.

La **Tabella 4.8** riassume i principali vantaggi e svantaggi derivanti dall'utilizzo di questi materiali PCM.

TIPO DI PCM	CATEGORIA	VANTAGGI	SVANTAGGI
Sali idrati	PCM inorganici	- 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; - bassa corrosività; - minor costo rispetto alle paraffine.	- Fusione incongruente; - sottoraffreddamento; - bassa conduttività termica

Tabella 4.8 - Vantaggi e svantaggio PCM Inorganici-Sali (fonte: 16).

Tra gli svantaggi, derivanti dal loro utilizzo in accumuli a cambiamento di fase, compare la fusione incongruente ed il sotto-raffreddamento.

La fusione incongruente si verifica quando l'acqua rilasciata in fase di cristallizzazione non è sufficiente a dissolvere tutta la fase solida presente. A causa della minor densità i sali meno idrati vanno così a posizionarsi nella parte inferiore dell'accumulo rendendo nel tempo il cambiamento di fase sempre più irreversibile.

Il sotto-raffreddamento è invece dovuto al fatto che la velocità di nucleazione dei cristalli di sale-idrato è generalmente molto bassa. Questo significa che il calore latente, invece di essere rilasciato alla temperatura di fusione, viene rilasciato ad una temperatura minore.

Possibili soluzioni per limitare il problema del sotto-raffreddamento e della fusione incongruente sono l'introduzione di agenti di nucleazione che facilitino la formazione di cristalli, l'agitazione meccanica, l'incapsulamento del PCM, l'utilizzo di acqua in eccesso o di agenti nucleanti, il trattenimento di alcuni cristalli in una regione piccola e fredda, in modo che si comportino come nuclei o la modifica della composizione chimica del sistema.

Anche in questo caso viene riportati in **Tabella 4.9** [16] i valori di temperatura e calore latente di fusione di un elevato numero di sali idrati presenti in letteratura.

Melting point and latent heat of fusion: salt hydrates

Material	Melting point (°C)	Latent heat (kJ/kg)
K ₂ HPO ₄ ·6H ₂ O	14.0	109
FeBr ₃ ·6H ₂ O	21.0	105
Mn(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	25.5	148
FeBr ₃ ·6H ₂ O	27.0	105
CaCl ₂ ·12H ₂ O	29.8	174
LiNO ₃ ·2H ₂ O	30.0	296
LiNO ₃ ·3H ₂ O	30	189
Na ₂ CO ₃ ·10H ₂ O	32.0	267
Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	32.4	241
KFe(SO ₄) ₂ ·12H ₂ O	33	173
CaBr ₂ ·6H ₂ O	34	138
LiBr ₂ ·2H ₂ O	34	124
Zn(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	36.1	134
FeCl ₃ ·6H ₂ O	37.0	223
Mn(NO ₃) ₂ ·4H ₂ O	37.1	115
Na ₂ HPO ₄ ·12H ₂ O	40.0	279
CoSO ₄ ·7H ₂ O	40.7	170
KF·2H ₂ O	42	162
MgI ₂ ·8H ₂ O	42	133
CaI ₂ ·6H ₂ O	42	162
K ₂ HPO ₄ ·7H ₂ O	45.0	145
Zn(NO ₃) ₂ ·4H ₂ O	45	110
Mg(NO ₃) ₂ ·4H ₂ O	47.0	142
Ca(NO ₃) ₂ ·4H ₂ O	47.0	153
Fe(NO ₃) ₃ ·9H ₂ O	47	155
Na ₂ SiO ₃ ·4H ₂ O	48	168
K ₂ HPO ₄ ·3H ₂ O	48	99
Na ₂ S ₂ O ₃ ·5H ₂ O	48.5	210
MgSO ₄ ·7H ₂ O	48.5	202
Ca(NO ₃) ₂ ·3H ₂ O	51	104
Zn(NO ₃) ₂ ·2H ₂ O	55	68
FeCl ₃ ·2H ₂ O	56	90
Ni(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	57.0	169
MnCl ₂ ·4H ₂ O	58.0	151
MgCl ₂ ·4H ₂ O	58.0	178
CH ₃ COONa·3H ₂ O	58.0	265
Fe(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	60.5	126
NaAl(SO ₄) ₂ ·10H ₂ O	61.0	181
NaOH·H ₂ O	64.3	273
Na ₃ PO ₄ ·12H ₂ O	65.0	190
LiCH ₃ COO·2H ₂ O	70	150
Al(NO ₃) ₃ ·9H ₂ O	72	155
Ba(OH) ₂ ·8H ₂ O	78	265
Mg(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	89.9	167
KAl(SO ₄) ₂ ·12H ₂ O	91	184
MgCl ₂ ·6H ₂ O	117	167

Tabella 4.9 - Alcuni PCM Inorganici-Sali idrati (fonte: 16).

- PCM Metallici

La categoria dei metallici comprende metalli con basse temperature di fusione e metalli eutettici.

Un eutettico è una miscela di sostanze il cui punto di fusione è più basso di quello delle singole sostanze che la compongono. In un materiale eutettico tutti i suoi elementi fondono e solidificano congruentemente e simultaneamente, senza cioè segregazione. Si deve precisare che in letteratura molti materiali sono stati incorrettamente classificati come eutettici a causa della loro bassa temperatura di fusione, anche se in molti casi si tratta di materiali peritettici.

La penalizzazione più rilevante dei materiali metallici deriva dal loro eccessivo peso ed è per questo motivo che il loro utilizzo come materiali PCM non è mai stato preso seriamente in considerazione. Tuttavia non si può non constatare come i materiali metallici abbiano un elevato calore di fusione per unità di volume ed una elevata conduttività termica. In particolare, quest'ultima risulta essere la caratteristica che maggiormente li contraddistingue dagli altri PCM.

Un loro reale utilizzo implicherebbe tuttavia un elevato numero di problemi ingegneristici ed è questo il motivo del loro scarsissimo utilizzo all'interno degli accumuli di calore.

4.3 Modalità di incapsulamento

Una volta scelto il materiale da utilizzare nell'accumulo, in base alla compatibilità delle caratteristiche del materiale con le esigenze della specifica applicazione, gli altri principali fattori da considerare sono:

- la geometria del contenitore del PCM;
- i parametri termici del contenitore.

Ciascuno di questi due fattori va ad influenzare infatti le caratteristiche dello scambio termico, nonché il tempo di fusione del PCM e le performance dell'accumulo.

I contenitori più utilizzati sono di forma cilindrica o rettangolare e possono essere in materiale plastico o metallico (nel secondo caso soprattutto alluminio e acciaio).

Nella maggior parte dei casi, per poter essere utilizzati, i PCM devono quindi essere incapsulati.

In accordo con L.F. Cabeza, A. Castell [16] esistono due tipi di incapsulamento: il macro-incapsulamento e il micro-incapsulamento.

Il primo comprende l'inclusione del PCM in qualche forma come tubi, sfere, pannelli e altri recipienti che possono o fungere direttamente da scambiatori o essere a loro volta incorporati in altri elementi. E' la forma di incapsulamento più utilizzata e consiste in contenitori di dimensioni maggiori di 1 cm.

Nel micro-incapsulamento invece delle particelle sferiche vengono racchiuse in un film polimerico fino e con elevato peso molecolare. Le particelle rivestite (con diametro minore di 1 mm) possono essere poi incorporate in qualche matrice compatibile con il film. Questa tecnica sembra avere notevoli margini di sviluppo come forma innovativa di incapsulamento, anche se al momento può essere applicata solo ai PCM idrofobi ovvero ai materiali che non assorbono o trattengono acqua sulla superficie.

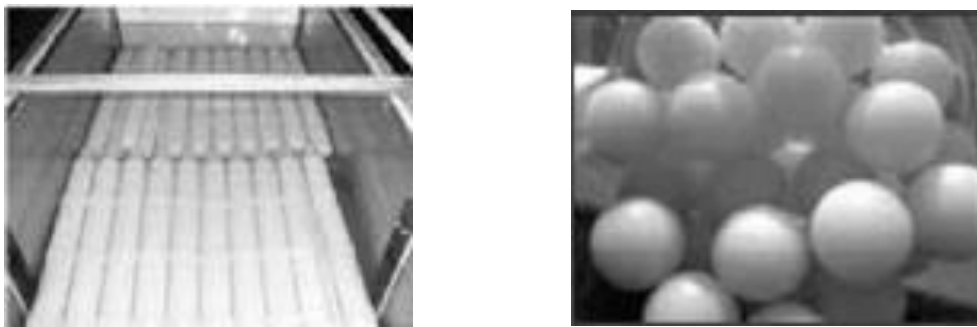


Figura 4.2 – Esempi di incapsulamento con cilindri e sfere (fonte: 16).

Il micro-incapsulamento consente di migliorare la stabilità del ciclo fusione-solidificazione dal momento che la separazione della fase è confinata a microscopiche distanze.

In generale il processo di incapsulamento ha vari obiettivi, tra i quali:

- contenere il materiale in fase liquida e in fase solida;
- prevenire cambiamenti nella sua composizione chimica evitando interazioni con l'ambiente;
- aumentare la compatibilità del PCM con i materiali circostanti interni all'accumulo;
- migliorare la maneggiabilità del PCM e ridurre possibili variazioni esterne di volume.

Alcuni importanti parametri da tenere in considerazione sono:

- il raggio del cilindro o della sfera (o le dimensioni dei pannelli) contenente il PCM;
- la portata di massa in ingresso all'accumulo: aumentandola aumenta lo scambio termico con il PCM e la frazione fusa;
- la temperatura di ingresso del fluido termovettore nell'accumulo: aumentandola aumenta lo scambio termico con il PCM e la frazione fusa;
- il tempo di fusione: dipende dalla quantità di PCM, dal tipo di PCM e dal tipo di contenitore.

La stabilità del sistema PCM-contenitore è un fattore estremamente importante e di conseguenza, in fase di valutazione di un PCM, è necessario analizzare e misurare le prestazioni dell'accumulo dopo vari cicli per capire se c'è stato un peggioramento delle prestazioni. In tal senso la compatibilità tra il PCM e l'involucro che lo contiene risulta essere di fondamentale importanza per garantire un elevato tempo di vita dell'accumulo.

Nel capitolo 8 verrà illustrato come poter fare un dimensionamento dell'incapsulamento (macro) del PCM e quali devono essere le caratteristiche dello scambiatore per consentire la giusta stabilità e il giusto scambio termico tra PCM e fluido termovettore.

4.4 Materiali PCM disponibili in commercio

I PCM sono materiali recenti. Infatti nel 1990 le aziende che si occupavano della produzione di materiali a cambiamento di fase per accumuli di calore erano solamente 12 ed erano localizzate tutte negli Stati Uniti.

Oggi il numero delle aziende produttrici è ampiamente aumentato e tra i maggiori produttori mondiali di PCM per accumuli si citano “Cristopia” (Francia), “TEAP Energy” (Australia), “Rubitherm GmbH” (Germania), “EPS Ltd” (UK), “PCM Thermal Solutions” (USA), “Climator” (Svezia) e “Mitsubishi Chemical” (Giappone) [20].

Queste aziende offrono un'ampia gamma di materiali a cambiamento di fase per accumuli di caldo e freddo da utilizzare in impianti alimentati da energia solare.

L'obiettivo principale di questo paragrafo è quello di individuare una serie di mezzi di accumulo, ed in particolare di sali fusi, che possano essere proposti come PCM candidati per impianti solari termodinamici ad alta temperatura.

A tal fine si ritiene opportuno di far riferimento ad una classificazione basata sulle temperature caratteristiche di dette applicazioni (**Tabella 4.2**), piuttosto che alla classificazione per tipologia riportata in **Figura 4.1**.

Dalla classificazione di **Tabella 4.2** non verranno presi in considerazione sia le temperature inferiori ai 120°C, tipiche del solare termico senza o bassissima concentrazione, sia quelle superiori ai 600°C, caratteristiche di applicazioni ad elevata concentrazione (dish, torri, ...). In altre parole faremo riferimento ad applicazioni solari termodinamiche che utilizzano i collettori parabolici lineari e caratterizzate da temperature comprese tra i 120 ed i 600°C.

Su questa base, e facendo riferimento a quanto riportato in letteratura, è possibile stilare le liste riportate nelle **Tabelle 4.10 - 4.11 - 4.12 - 4.13** seguenti, in cui sono evidenziate alcune delle principali caratteristiche dei PCM commercialmente prodotti.

Composizione	a - wt% b - mol%	T fus.	Calore
			latente
		°C	J/g
LiNO ₃ (33)–67KNO ₃	a	133	170
LiNO ₃ (31.7)–68.3KNO ₃	a	135	136
LiNO ₃ (58.1)–41.9KCl	a	166	272
LiNO ₃ (57)–43NaNO ₃	a	193	248
LiNO ₃ (49)–51NaNO ₃	a	194	265
LiNO ₃ (55.4)–4.5NaNO ₃ –40.1KCl	a	160	266
KNO ₃ (53)–40NaNO ₂ –7NaNO ₃	a	142	80
LiNO ₃ (47.9)–1.4LiCl–50.7NaNO ₃	a	180	265
LiNO ₃ (45)–47NaNO ₃ –8Sr(NO ₃) ₂	a	200	199
LiNO ₃ (29)–17NaNO ₃ –49.4KNO ₃ –4.6Sr(NO ₃) ₂	a	105	110
NaOH(50)–50KOH	b	170	207

Tabella 4.10 - Tabella PCM: 105°C - 200°C (fonte: 21).

Composizione	a - wt%	T fus.	Calore latente
	b - mol%		
		°C	J/g
NaNO ₃	-	307	183
KNO ₃	-	337	100
NaOH(77.2)-16.2NaCl-6.6Na ₂ CO ₃	b	318	290
Li ₂ CO ₃ (31)-35K ₂ CO ₃ -Na ₂ CO ₃	a	397	275
Li ₂ CO ₃ (32.1)-34.5K ₂ CO ₃ -33.4Na ₂ CO ₃	a	397	276
Li ₂ CO ₃ (32)-35K ₂ CO ₃ -33Na ₂ CO ₃	a	397	276
LiF(7.0)-41.5LiCl-16.4LiVO ₃ -35.1Li ₂ CrO ₄	b	340	177
LiF(16.2)-42.0LiCl-17.4LiVO ₃ -11.6Li ₂ SO ₄ -11.6Li ₂ MoO ₄	b	363	284
LiF(36.1)-34NaF-18.5CaF ₂ -3.3BaF ₂ -8.1BaMoO ₄	b	536	653
LiCl(58)-42KCl	b	348	170
LiCl(54.2)-6.4BaCl ₂ -39.4KCl	b	320	170
KCl(28.7)-45MnCl ₂ -26.3NaCl	b	350	215
KCl(21.6)-45.4MgCl ₂ -33.0NaCl	b	385	284
MgCl ₂ (63)-22.3NaCl-14KCl	a	385	461
KCl(45.5)-34.5MnCl ₂ -20NaCl	b	390	230
KCl(20)-50MgCl ₂ -30NaCl	b	396	291
KCl(22)-51MgCl ₂ -27NaCl	b	396	290
KCl(37.7)-37.3MnCl ₂ -25NaCl	b	400	235
LiCl(41.5,0)-16.4LiVO ₃ -7.0LiF-11.6Li ₂ SO ₄ -35.1Li ₂ CrO ₄	b	340	177
LiCl(42.0)-17.4LiVO ₃ -17.4LiF-11.6Li ₂ SO ₄ -11.6Li ₂ MO ₄	b	363	284

Tabella 4.11 - Tabella PCM: 307°C - 400°C (fonte: 21).

Composizione	a - wt%	T fus.	Calore latente
	b - mol%		
		°C	J/g
LiNO ₃	-	253	363
LiNO ₃ (87)-13NaCl	a	208	369
NaNO ₃ (54)-46KNO ₃	a	222	117
KNO ₃ (54)-46NaNO ₃	a	222	100
NaNO ₂ (80)-20NaOH	b	232	252
NaNO ₂ (27)-73NaOH	b	237	294
NaNO ₃ (70)-30NaOH	b	247	158
NaNO ₃ (72)-28NaOH	b	247	237
LiNO ₃ (93.6)-6.4NaCl	a	255	354
LiNO ₃ (97.4)-2.6Ba(NO ₃) ₂	b	253	368
NaNO ₃ (18.5)-81.5NaOH	b	257	292
NaNO ₂ -NaOH	b	265	313
NaNO ₃ (41)-59NaOH	b	266	278
Ca(NO ₃) ₂ (40.85)-59.15LiCl	b	270	167
NaNO ₃ -2NaOH	b	270	295
NaNO ₃ -NaOH	b	271	265
NaNO ₃ (18.3)-3.6NaCl-78.1NaOH	b	242	242
NaNO ₃ (40.2)-4.2NaCl-55.6NaOH	b	247	213
NaNO ₃ (86.3)-8.4NaCl-5.3Na ₂ SO ₄	b	287	177
LiOH(30)-70NaOH	b	213	305
NaOH(20)-80NaNO ₂	b	231	230
NaOH(73)-27NaNO ₂	b	237	272
NaOH(28)-72NaNO ₃	b	246	225
NaOH(81.5)-18.5NaNO ₃	b	257	271
LiOH(63)-37LiCl	b	264	437
NaOH(59)-41NaNO ₃	b	266	278
NaOH(59)-41NaNO ₃	b	266	221
LiOH(65.5)-34.5LiCl	b	274	339
NaOH(78.1)-3.6NaCl-18.3NaNO ₃	b	242	242
NaOH(55.6)-4.2NaCl-40.2NaNO ₃	b	247	213
LiOH(62)-36.5LiCl-1.5KCl	b	282	300
NaOH(78.1)-3.6NaCl-18.3NaNO ₃	b	242	242
NaOH(55.6)-4.2NaCl-40.2NaNO ₃	b	247	213
LiOH(62)-36.5LiCl-1.5KCl	b	282	300
NaOH(85.8)-7.8NaCl-6.4Na ₂ CO ₃	b	282	316
NaOH(88.3)-5.3NaCl-6.4Na ₂ CO ₃	b	282	279
NaOH(87.3)-6.1NaCl-6.6Na ₂ CO ₃	b	291	283
NaOH(85.8)-7.8NaCl-6.4Na ₂ CO ₃	b	298	286
Na ₂ CO ₃ (6.4)-85.8NaOH-7.8NaCl	a	282	316
NaF(5)-87NaNO ₃ -8NaCl	b	288	224
LiCl(37)-63LiOH	a	262	485
LiCl(59.15)-40.85Ca(NO ₃) ₂	b	270	167
NaCl(7.8)-6.4Na ₂ CO ₃ -85.5NaOH	a	282	316
NaCl(7.8)-85.8NaOH-6.4Na ₂ CO ₃	b	282	316
NaCl(8)-5NaF-87NaNO ₃	b	288	224
LiCl(28.7)-(44)CsCl-(13.9)KCl-(13.4)RbCl	b	256	377

Tabella 4.12 - Tabella PCM: 208°C - 298°C (fonte: 21).

Composizione	a - wt% b - mol%	T fus. °C	Calore latente J/g
NaCl(50)–50MgCl ₂	a	450	429
Li ₂ CO ₃ (47)–53K ₂ CO ₃	a	488	342
Li ₂ CO ₃ (46.6)–53.4K ₂ CO ₃	a	488	391
Li ₂ CO ₃ (47)–53K ₂ CO ₃	a	491	321
Na ₂ CO ₃ (56)–44Li ₂ CO ₃	a	496	368
Li ₂ CO ₃ (28)–72K ₂ CO ₃	a	498	263
Li ₂ CO ₃ (28.5)–71.5K ₂ CO ₃	a	498	316
Li ₂ CO ₃ (44.3)–55.7Na ₂ CO ₃	a	498	393
Li ₂ CO ₃ (35)–65K ₂ CO ₃	a	505	344
K ₂ CO ₃ (62)–17NaF–21KCl	a	520	274
K ₂ CO ₃ (37)–40KCl–23KF	a	528	283
Li ₂ CO ₃ (20)–60Na ₂ CO ₃ –20K ₂ CO ₃	a	550	283
Li ₂ CO ₃ (22)–16Na ₂ CO ₃ –62K ₂ CO ₃	a	580	288
LiF(20)–80LiOH	b	427	1163
	a	426	869
LiF(80)–20LiOH	b	430	528
LiF(73.6)–26.4LiCl	b	485	403
KF(50)–50LiCl	b	487	344
LiF(33)–67KF	a	493	458
	a	442	618
NaF(20.1)–79.9ZrF ₄	a	510	255
KF(40)–60KBr	b	576	315
LiF(29.2)–11.7NaF–59.1KF	a	454	414
LiF(46.5)–42KF–11.5NaF	b	454	325
Li(29)–12NaF–59KF	a	463	442
	a	454	590
LiF(18.0)–53.0LiVO ₃ –29.0Li ₂ MoO ₄	b	493	297
NaF(17)–21KF–62K ₂ CO ₃	a	520	274
KF(23)–40KCl–37K ₂ CO ₃	a	528	283
LiF(16.2)–51.5LiCl–16.2Li ₂ SO ₄ –16.2Li ₂ MoO ₄	b	402	291
LiF(17.6–17.7)–(33.2–33.8)KF–(40.0– 40.4)KCO ₄ –(8.6–8.7)KCl	a	424	410
LiF(25.0)–43.8LiVO ₃ –14.8Li ₂ SO ₄ – 16.5Li ₂ MoO ₄	b	428	260
LiF(45.7)–1.8BaF ₂ –41.2KF–11.3NaF	b	438	332
LiF(42.5–45.5)–(41.0–43.0)KF–(10.7– 11.5)NaF–(2.8–3.0)KCl	b	444	687
LiF(27.1)–11.9NaF–55.1KF–5.9MgF ₂	a	449	699
LiF(25.67)–(36.45)NaF–(27.0)CaF ₂ – (10.63)MgF ₂	a	594	513

Continua

NaCl(56)–44MgCl ₂	b	430	320
KCl(54)–46ZnCl ₂	a	432	218
KCl(61)–39MgCl ₂	a	435	351
NaCl(56.2)–43.8MgCl ₂	b	442	325
KCl(36)–64MnCl ₂	b	448	236
KCl(35)–65MnCl ₂	b	450	237
NaCl(60)–40MgCl ₂	b	450	328
NaCl(48)–52MgCl ₂	a	450	430
KCl(36)–64MgCl ₂	a	470	388
CaCl ₂ (52.3–55)–(45–47.2)NaCl	b	495	236
CaCl ₂ (52.8)–47.2NaCl	b	500	239
NaCl(33)–67CaCl ₂	a	500	281
MgCl ₂ (37)–63SrCl ₂	a	535	239
NaCl(952)–48NiCl ₂	b	573	558
LiCl(94.5)–5.5MgF ₂	b	573	131
LiCl(58.5)–23.6Li ₂ SO ₄ –17.9Li ₂ MoO ₄	b	445	327
LiCl(49.0)–12.75Li ₂ SO ₄ –38.25LiVO ₃	b	449	450
CaCl ₂ (50)–7.25KCl–42.75NaCl	b	465	245
LiCl(69.5)–26.5LiF–4MgF ₂	b	484	157
CaCl ₂ (50)–1.5CaF ₂ –48.5NaF	b	490	264
KCl(25)–27CaCl ₂ –48MgCl ₂	a	487	342
KCl(5)–29NaCl–66CaCl ₂	a	504	279
KCl(13)–19NaCl–68SrCl ₂	a	504	223
KCl(21)–17NaF–62K ₂ CO ₃	a	520	274
NaCl(5)–40NaBr–55Na ₂ MoO ₄	b	524	215
KCl(40)–23KF–37K ₂ CO ₃	a	528	283
KCl(28)–19NaCl–53BaCl ₂	a	542	221
KCl(24)–47BaCl ₂ –29CaCl ₂	a	551	219
LiCl(51.5)–16.2LiF–16.2Li ₂ SO ₄ –16.2Li ₂ MoO ₄	b	402	291
CaCl ₂ (47.6)–8.1KCl–41.3NaCl–2.9NaF	b	460	231
CaCl ₂ (41.6)–2.2KCl–8.8MgCl ₂ –47.4NaCl	b	460	245
BaCl ₂ (8.7)–52.3KCl–18.2MgCl ₂ –20.7NaCl	b	475	248
BaCl ₂ (13.1)–16.9CaCl ₂ –47.3KCl–22.7NaCl	b	478	208
BaCl ₂ (9.3)–22.2CaCl ₂ –42.7KCl–25.8NaCl	b	479	217

Tabella 4.13 - Tabella PCM: 424°C - 594°C (fonte: 21).

4.4.1 Confronto tra PCM con cambio di fase a 500°

Uno degli obiettivi principali di questa tesi è proprio quello di capire se, in uno specifico impianto, l'utilizzo di questi materiali a cambiamento di fase consenta di ottenere dei risparmi energetici e in tal caso quantificarli, per poter poi valutare se tali vantaggi siano sufficienti a giustificare l'utilizzo dei PCM anche da un punto di vista economico.

In particolare negli impianti che verranno in seguito modellati la temperatura di riferimento per il ciclo di Rankine, e quindi la temperatura di cambiamento di fase del PCM, è circa 500°C. Vengono allora confrontati tra loro alcuni dei più utilizzati PCM prodotti commercialmente con la temperatura di fusione prossima ai 500°C (**Tabella 4.14**).

PCM	T cambio fase	Calore Latente	Densità	Calore specifico solido	Calore specifico liquido
Type - Composizione	C°	KJ/Kg	Kg/m ³	KJ/KgC	KJ/KgC
Na ₂ CO ₃ (56)-44Li ₂ CO ₃	496	368	2,33	1,85	1,85
Li ₂ CO ₃ (28)-72K ₂ CO ₃	498	263	2,24	1,46	1,8
Li ₂ CO ₃ (47)-53K ₂ CO ₃	488	342	2,2	1,03	1,34
Li ₂ CO ₃ (44,4)-55,6Na ₂ CO ₃	496	370	2,32	1,8	2,09
NaCl(47)-CaCl ₂ (48)-CaO(5)	500	300	2,195	2,842	2,842
H500	500	300	2,22	1,55	1,55
H500A	500	140	2,14	1,555	1,555
NaCl(33)-67CaCl ₂	500	281	2,16	0,84	1
Li ₂ CO ₃ (35)-65K ₂ CO ₃	505	344	2,26	1,34	1,76

Tabella 4.14 – Confronto tra PCM con temperatura di fusione prossima a 500°C.

In particolare nella progettazione dell'accumulo termico, svolta nei capitoli successivi, tramite il modello ad un serbatoio, in cui viene sfruttata la presenza del materiale PCM per accumulare il calore, si farà riferimento alla specifica miscela: NaCl(47) - CaCl₂(48) – CaO(5).

Le sue caratteristiche principali, utili in seguito alle simulazioni, sono riportate nella tabella seguente, in cui oltre ad essere riportate le caratteristiche dell'intera miscela, sono riportate anche quelle delle singole sostanze che le compongono.

Parametro	NaCl	CaCl ₂	CaO	Medie Ponderate	Eutettico
% molare	47%	48%	5%		
Peso molecolare	58.44	110.98	56.07	83.54	
% in massa	32.88%	63.76%	3.36%		
Densità kg/m ³	2165	2150	3350	2195	2,195
T fusione C	801	772	2572		
Calore Latente Fus. J/mole	2.60E+03	2.81E+04	8.00E+04	1.87E+04	
Calore Latente Fus. J/kg	4.45E+04	2.53E+05	1.43E+06	2.24E+05	3.00E+05
Capacità termica J/moleC	50	72.9	49.95	62.14	
Capacità termica J/kgC	2173.91	3169.57	2171.74	2842.20	2,842
Capacità termica J/dm ³ C	4706.52	6814.57	7275.33	6239.19	6,239
Temperatura di fusione °C	800	775	2898		500
Storage a Trans di Fase MJ/m ³	96.32	543.41	4780.00	491.00	659
kWh/m ³	26.75	150.95	1327.78	136.39	183

Tabella 4.15 – Caratteristiche PCM utilizzato nelle simulazioni.

La principale caratteristica che ha spinto a prendere in considerazione questa miscela è legata alla temperatura di cambiamento di fase. Infatti per questo PCM la temperatura di cambio di fase è perfettamente coincidente con i 500°C utili al corretto funzionamento del ciclo Rankine.

Altri PCM tra quelli illustrati in **Tabella 4.14** non hanno una temperatura di cambiamento di fase coincidente con i 500°C, e questo ridurrebbe il rendimento del ciclo di potenza.

Inoltre di importanza rilevante nella scelta del PCM più adeguato per una applicazione è la sua caratteristica in termini di energia di accumulo rappresentata dal suo calore latente. Tra i PCM illustrati si può notare che la miscela considerata ha la caratteristica di avere il giusto compromesso tra temperatura di cambiamento di fase e valore elevato di calore latente.

Ricercando in letteratura si sono trovati in particolare due PCM che si avvicinano notevolmente alla miscela considerata, dei quali sono riportate le principali caratteristiche in **Tabelle 4.16** sotto i nomi di H500 e H500A. Tali PCM sono prodotti sotto il marchio PlusIce™ [21].

Viene di seguito riportato l'elenco degli eutettici prodotti dalla stessa Azienda, tra i quali compaiono i due di nostro interesse:

 PlusICE PCM TEMPERATURE (H) RANGE 2013-1														
PCM Type	Phase Change Temperature		Density	Latent Heat Capacity		Sensible Heat Capacity		Specific Heat Capacity		Thermal Conductivity		Maximum Temperature		
	(°C)	(°F)	(kg/m ³)	(Btu / lb)	(kJ/kg)	(Btu / lb)	(kJ/kg)	(Btu / lb °F)	(J/kg °C)	(W/m K)	(Btu / ft ² °F)	(°C)	(°F)	
HIGH TEMPERATURE PCM SOLUTIONS														
H106	104	219	1,700	106	126	54	213	5,704	1,600	0.355	0.600	0.289	390	734
H115	114	237	2,250	127	160	42	220	5,905	1,606	0.357	0.603	0.291	390	734
H120	120	248	2,220	139	120	52	268	7,150	1,610	0.358	0.606	0.292	390	734
H180	182	354	1,810	179	165	42	301	5,352	1,608	0.357	0.605	0.294	350	692
H180	181	378	2,300	144	170	73	381	10,484	1,610	0.358	0.612	0.296	600	932
H220	220	428	2,200	123	100	42	359	6,280	1,618	0.359	0.616	0.298	385	734
H250	227	441	1,653	97	106	45	163	4,377	1,620	0.360	0.618	0.299	300	572
H260	260	492	2,380	149	285	120	669	17,248	1,626	0.361	0.621	0.301	600	1,112
H265	264	499	2,380	149	270	116	643	17,247	1,630	0.362	0.624	0.303	600	1,112
H280	282	540	2,200	140	180	59	340	8,452	1,636	0.364	0.627	0.305	600	932
H285	286	545	2,200	137	86	37	187	5,019	1,640	0.365	0.630	0.306	380	734
H290	292	558	2,200	137	100	60	350	6,957	1,644	0.366	0.632	0.308	600	932
H300	302	576	1,800	119	130	66	247	6,629	1,660	0.367	0.637	0.310	600	932
H305	305	581	1,610	80	140	60	250	6,751	1,664	0.368	0.641	0.312	350	692
H320	320	608	2,100	121	70	30	147	3,945	1,600	0.355	0.646	0.315	380	734
H325	327	621	2,113	122	80	34	169	4,601	1,606	0.357	0.649	0.317	380	734
H335	334	633	2,110	122	80	34	169	4,631	1,610	0.358	0.653	0.320	380	734
H355	363	687	2,060	129	230	69	474	12,717	1,626	0.360	0.663	0.321	1300	2,372
H380	382	720	2,060	128	226	67	461	12,380	1,626	0.361	0.668	0.323	1300	2,372
H385	386	743	2,130	145	216	62	601	13,445	1,630	0.362	0.682	0.325	800	1,472
H425	425	797	2,100	131	220	65	482	12,400	1,636	0.364	0.686	0.327	1400	2,552
H450	450	842	2,180	135	126	54	279	7,247	1,640	0.365	0.688	0.328	1400	2,552
H485	483	901	2,220	139	200	66	444	11,917	1,646	0.366	0.671	0.330	800	1,472
H500	500	932	2,220	139	300	120	389	12,858	1,649	0.367	0.690	0.332	350	692
H500A	600	932	2,140	134	140	60	300	8,041	1,666	0.368	0.687	0.328	1400	2,552
H525	525	977	2,250	147	166	67	364	9,775	1,686	0.370	0.696	0.337	1000	1,832
H635	635	895	2,320	145	130	56	302	8,095	1,686	0.371	0.683	0.325	1000	1,832
H675	675	1,253	2,170	129	110	175	848	22,779	1,677	0.372	0.681	0.324	1500	2,732
H840	840	1,534	2,380	149	338	145	804	21,591	1,675	0.373	0.668	0.323	800	1,472
H850	852	1,551	2,450	153	300	129	756	19,727	1,680	0.374	0.667	0.322	800	1,472
H880	887	1,629	2,400	150	250	108	600	16,104	1,685	0.375	0.660	0.324	800	1,472
H890	895	1,632	2,400	154	285	120	660	18,487	1,690	0.377	0.669	0.325	800	1,472
H700	898	1,290	2,410	150	250	108	603	16,771	1,685	0.378	0.668	0.327	800	1,472
H705	704	1,301	2,420	152	260	108	619	18,300	1,690	0.375	0.680	0.323	800	1,472
H706A	706	1,301	2,040	127	462	194	822	24,749	1,685	0.378	0.673	0.331	1400	2,552
H725	725	1,337	2,210	128	902	259	1,330	35,708	1,690	0.377	0.677	0.334	1500	2,732
H765	765	1,391	2,180	135	488	200	1,067	27,016	1,685	0.375	0.681	0.338	800	1,472
H846	849	1,502	2,400	146	278	118	668	18,742	1,686	0.374	0.669	0.329	800	1,472
H885	885	1,625	2,280	143	238	102	640	14,505	1,675	0.373	0.668	0.340	800	1,652

PCM (Microcapsules has a nucleus of carbon steel and spherical shell composed of polypropylene and comprises the plus ice phase change and nonflammable without water.

Tabella 4.16 – PCM prodotti commercialmente con marchio PlusIce™ (fonte: 21)

Si sono ricercate, sempre in letteratura contattando l'Azienda produttrice, informazioni più approfondite del PCM H500 caratterizzato da un valore di calore latente maggiore rispetto al PCM H500A. In **Figura 4.3** viene riportato il “cooling profile” per tale PCM, il quale consente di mettere in risalto il comportamento in temperatura del materiale, in funzione del tempo.

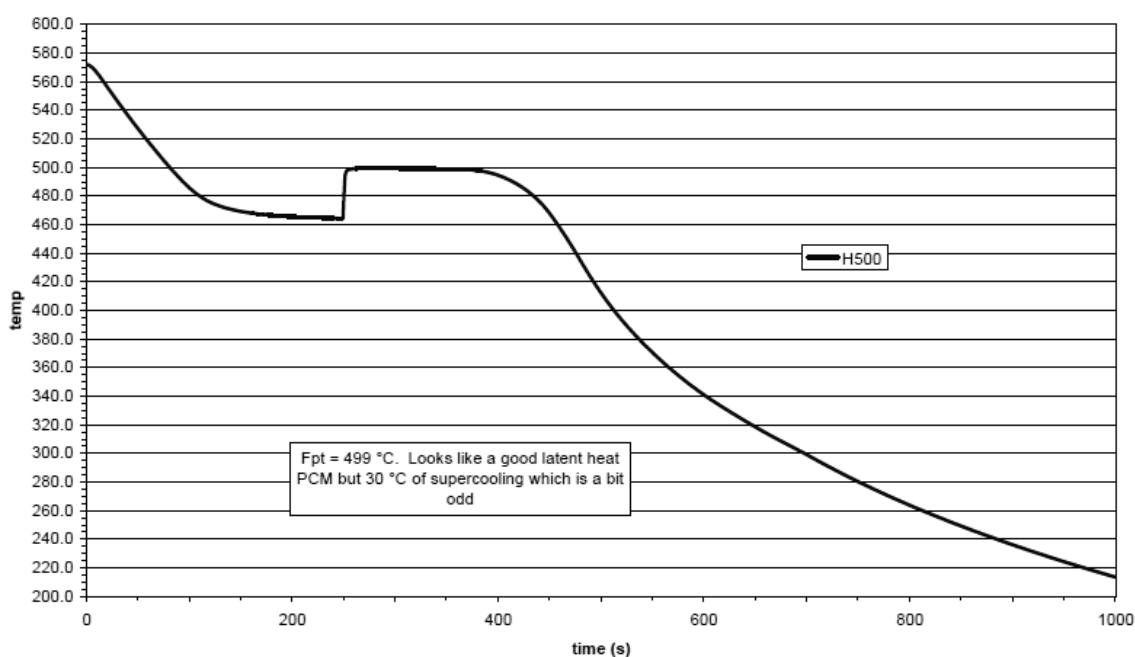


Figura 4.3 – Cooling profile del PCM H500 (fonte: 21).

Capitolo 5

Soluzioni impiantistiche

I parametri che differenziano le configurazioni impiantistiche di accumulo termico analizzate sono i seguenti:

- il numero di serbatoi;
- le sostanze e le temperature di stoccaggio.

Il sistema di accumulo può prevedere l'uso di due serbatoi distinti oppure di un unico serbatoio. Nella configurazione più tradizionale, a due serbatoi, il fluido freddo viene immagazzinato in un serbatoio distinto da quello in cui è presente il fluido caldo mentre nel caso ad unico serbatoio, soluzione impiantistica più recente e in fase di sperimentazione, il serbatoio d'accumulo presente contiene, oltre ad una parte del fluido termovettore, una quantità di materiale a cambiamento di fase.

Vengono ora descritte nel dettaglio le diverse configurazioni di impianto possibili a seconda della tipologia di accumulo adottato [22].

5.1 Impianto con due serbatoi di solo *solar salt*

Il sistema di accumulo a due serbatoi può utilizzare sale fuso sia come fluido termovettore che come fluido di stoccaggio per l'energia termica; viene detto in questo caso fluido ad “alta temperatura” (circa 550°C). In alternativa, nel caso di accumulo a “bassa temperatura”, nei collettori solari scorre olio diatermico ed è necessaria la presenza di uno scambiatore olio-sali; fluido termovettore e fluido di stoccaggio sono differenti.

I sistemi possono essere quindi di due tipologie:

- accumulo diretto;
- accumulo indiretto.

In entrambi i casi non si ha a che fare con materiali a cambiamento di fase e il processo di accumulo è garantito dalla presenza di due serbatoi: caldo e freddo (per serbatoi si intendono serbatoi di sali fusi non di olio diatermico, del quale non viene considerato il contenitore).

- Il sistema di accumulo indiretto a doppio serbatoio [23]

Tale sistema di accumulo a sali fusi costituisce la configurazione più conservativa; prevede infatti l'impiego di due serbatoi in cui sono stoccati in luoghi fisicamente distinti il fluido caldo e quello freddo e viene utilizzato olio diatermico nei collettori solari come fluido termovettore.

Tale tecnologia è già commercialmente sfruttata nell'industria pesante (settore metallurgico in particolare) e sta prendendo piede anche nel settore di produzione dell'energia, in quanto rappresenta la tecnologia su cui sono già presenti numerose informazioni di progettazione in letteratura .

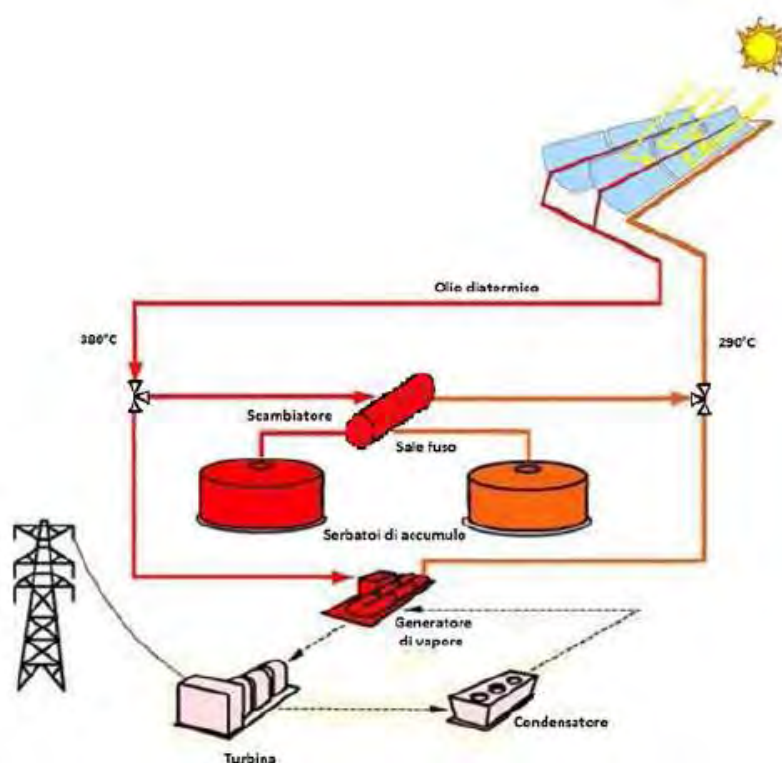


Figura 5.1 - Impianto di accumulo indiretto a doppio serbatoio (fonte: 22).

La configurazione in questione (**Figura 5.1**), rispetto al funzionamento tradizionale, deve prevedere la presenza di uno scambiatore tra l'olio termovettore, scaldato nel campo specchi, ed i sali di stoccaggio; si vengono quindi a creare tre circuiti separati fisicamente, ma in sinergia termodinamica: il circuito olio, il circuito sali e quello vapore [24].

Il circuito sali costituisce il sistema di accumulo in cui sono localizzati i due serbatoi di stoccaggio, le pompe di movimentazione poste in testa ai serbatoi, e lo scambiatore considerato facente parte del sistema.

Il circuito olio collega invece i collettori del campo solare con gli scambiatori e mette in comunicazione il sistema di accumulo con il generatore di vapore.

Il terzo circuito è quello del vapore che rappresenta il ciclo di potenza.

Il sistema di accumulo prevede due serbatoi, che si differenziano per le temperature di funzionamento, e delle pompe che mettono in moto i sali nel relativo circuito. La temperatura del serbatoio caldo si attesta sui 384°C, limitata dall'uso dell'olio nel circuito solare, mentre il serbatoio freddo presenta una temperatura media di circa 292°C.

In presenza di irraggiamento l'olio attraversa i collettori e viene riscaldato dalla radiazione solare; transita poi, secondo il funzionamento operativo desiderato e la radiazione incidente, attraverso il generatore di vapore e/o lo scambiatore trasferendo la sua energia sensibile al sale del circuito di accumulo. I due processi di carico/scarico e produzione di vapore sono completamente svincolati, e consentono una produzione elettrica controllabile a prescindere dalla disponibilità dell'irraggiamento solare.

Questa configurazione del ciclo presenta l'evidente svantaggio della temperatura massima limitata dal cracking dell'olio diatermico (circa 384 °C); questa caratteristica comporta l'uso di serbatoi molto grandi con costi elevati oltre al costo aggiuntivo dello scambiatore olio-sali.

- Il sistema di accumulo diretto a doppio serbatoio.

Il secondo caso analizzato prevede sempre l'uso di un sistema di accumulo a due serbatoi ma con sale fuso come fluido termovettore nel circuito solare. Si tratta di un impianto a ciclo diretto in cui il fluido termovettore coincide con quello di accumulo; in questo modo il circuito solare e quello di accumulo rimangono accoppiati per cui non c'è la necessità di utilizzare uno scambiatore aggiuntivo, come nel caso precedente.

La presenza delle valvole a tre vie permette di regolare il sale che deve alimentare il ciclo a vapore e quello che invece va stoccato.

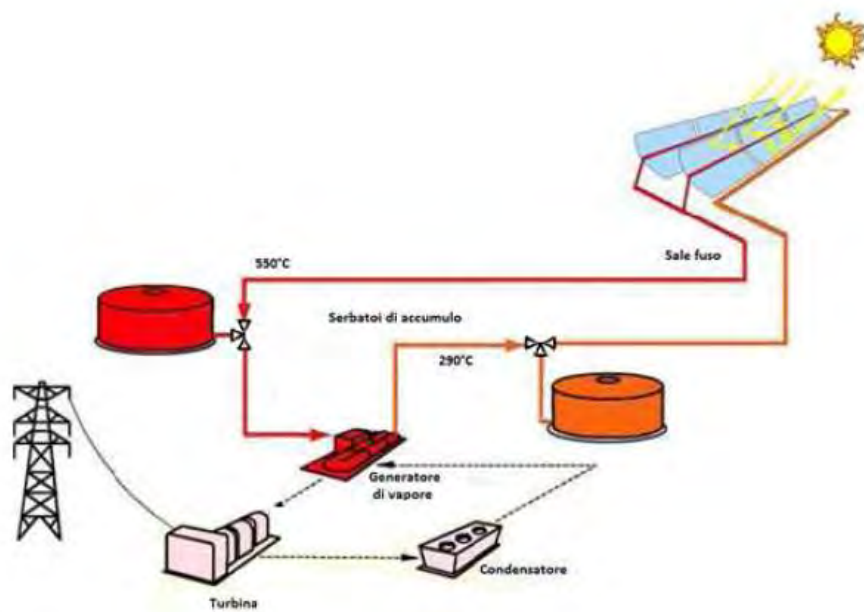


Figura 5.2 - Impianto di accumulo diretto a doppio serbatoio (fonte: 22).

Questa tipologia di impianto a sali fusi (**Figura 5.2**) trova i suoi punti di forza nella possibilità di raggiungere temperature elevate di esercizio, attorno ai 550°C, e nella capacità dei sali fusi di accumulare l'energia termica in serbatoio di accumulo.

In questo caso è prevista la presenza di due cicli di funzionamento, uno per la cattura dell'energia solare ed uno per la generazione del vapore: il circuito sali e il circuito vapore.

Il primo circuito è caratterizzato dalla presenza di due serbatoi di accumulo per i sali fusi, da cui si dipartono il sistema di collegamento al campo solare e al generatore di vapore; la presenza di opportune pompe assicura la circolazione del fluido termovettore.

Il secondo circuito invece costituisce il ciclo Rankine che consente la conversione dell'energia termica in energia elettrica.

Anche in questo caso i due serbatoi si differenziano per la temperatura media del sale che viene accumulato al loro interno; le temperature medie dei sono 550°C e 292°C.

In presenza di irraggiamento sufficiente il sale viene pompato dal serbatoio freddo al circuito del campo solare dove circolando all'interno dei collettori solari si scalda fino a 550 °C; il sale in uscita dal campo viene poi inviato in parte al serbatoio caldo e in parte al generatore di vapore. In assenza di irraggiamento o con un irraggiamento che non consente la piena produzione di vapore, il sale viene prelevato dal

serbatoio caldo e, dopo aver prodotto vapore surriscaldato nel generatore di vapore, ritorna al serbatoio freddo.

La concezione innovativa di questa tipologia di impianto offre i seguenti vantaggi rispetto al caso con due serbatoi a bassa temperatura:

- riduzione dei costi legata alla riduzione delle dimensioni dei serbatoi e all'utilizzo di uno scambiatore in meno;
- maggiore temperatura di esercizio e quindi più alti rendimenti di conversione;
- liquido termovettore non infiammabile;
- sistema di accumulo termico che consente il funzionamento dell'impianto senza richiedere l'integrazione con combustibili fossili.

Grazie a questi numerosi e rilevanti vantaggi la tecnologia appena illustrata rappresenta quella più utilizzata in ambito della produzione di energia elettrica e verrà in seguito utilizzata come soluzione impiantistica di paragone rispetto a quella più innovativa che sfrutta i materiali a cambiamento di fase. Inoltre verrà illustrata la procedura di modellazione per l'implementazione di un programma di simulazione per tale tecnologia di accumulo.

5.2 Impianto con un serbatoio di *solar salt* e PCM

Questa tipologia di impianto è la più recente e ancor oggi non sono presenti in letteratura dati ed informazioni del tutto affidabili sulla progettazione.

Come nel caso precedente i sali fusi sono utilizzati sia come fluido termovettore che, in parte, come fluido di stoccaggio: fluido ad “alta temperatura”. La sostanziale differenza è legata al fatto che l'accumulo termico è garantito, non più dalla presenza di due serbatoi distinti, ma dalla presenza, all'interno dell'unico serbatoio, di una certa quantità di una sostanza a cambiamento di fase. Essa permette di accumulare calore mantenendo la temperatura pressoché costante grazie al suo calore latente; a variare infatti non è più la sua temperatura ma il suo titolo, come verrà in seguito mostrato.

In realtà il serbatoio può essere visto come uno scambiatore in quanto al suo interno sono presenti sia una quantità di PCM sia una quantità di sali fusi, ed è proprio al suo interno che il fluido termovettore cede il calore acquisito dalla radiazione solare al materiale di accumulo.

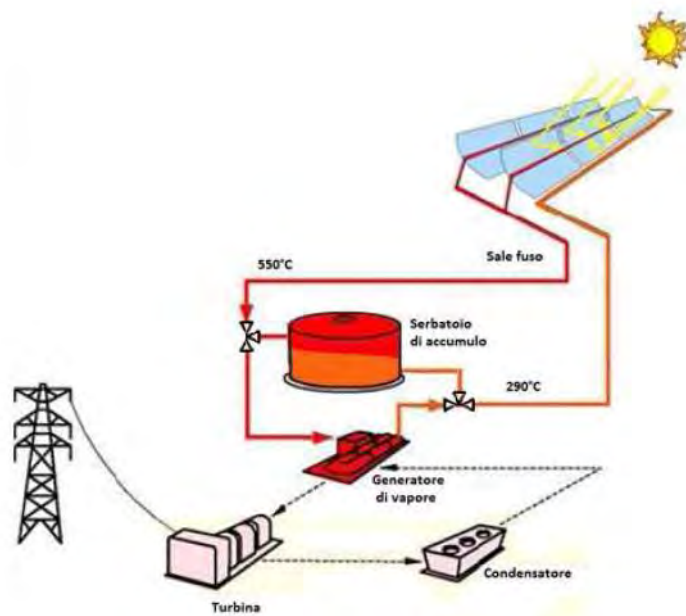


Figura 5.3 - Impianto di accumulo a singolo serbatoio con PCM (fonte: 22).

Anche in questo caso (**Figura 5.3**) si ha a che fare con solo due cicli di funzionamento, uno per la cattura dell'energia solare ed uno per la generazione del vapore: il circuito sali e il circuito vapore. Il circuito sali è però caratterizzato da un unico serbatoio a temperatura normalmente sui 500°C.

I vantaggi che tale tecnologia consente di ottenere verranno meglio illustrati in seguito in questa tesi. Uno di questi è però immediato: l'utilizzo di un solo serbatoio e quindi una più semplice struttura impiantistica; questo a scapito però di complicazioni legate alla tecnica di incapsulamento del materiale a cambiamento di fase, all'interno del serbatoio-scambiatore contenente i sali fusi; anche questo verrà di seguito approfondito.

Un aspetto importante e caratteristico di questa innovativa soluzione impiantistica è legata alla scelta del materiale a cambiamento di fase, che innanzi tutto deve essere caratterizzato da una temperatura di cambiamento di fase circa uguale a quella richiesta al ciclo vapore per la produzione dell'energia elettrica.

In seguito verrà inoltre illustrato, anche per questa soluzione impiantistica, il processo di implementazione di un programma di simulazione tempovariante. Esso risulterà utile per confrontare quest'ultima tipologia con quella, sempre ad unico serbatoio, ma con solo *solar salt*.

Capitolo 6

Modelli di simulazione

Dopo aver illustrato il funzionamento generale degli impianti solari termodinamici e in particolare aver parlato sia di fluido termovettore che di eventuali materiali a cambiamento di fase atti a garantire l'accumulo termico, si vuole ora illustrare in maniera dettagliata i modelli matematici che hanno consentito di sviluppare dei codici Matlab utili ad ottenere dei dati di dimensionamento dell'accumulo termico.

Come illustrato nel capitolo 5, si prenderanno in considerazione due soluzioni impiantistiche differenti: a due serbatoi di solo *solar salt* (soluzione ampiamente studiata e nota in letteratura) ed a un unico serbatoio sia con *solar salt* e PCM (soluzione nuova e in fase di sperimentazione) sia con solo *solar salt*.

6.1 La radiazione solare

Nei modelli implementati il primo parametro fondamentale per simulare il funzionamento dell'accumulo termico è rappresentato dalla radiazione solare.

Nella **Figura 6.1** vengono messi in risalto le componenti della radiazione solare che colpiscono la superficie di specchi.

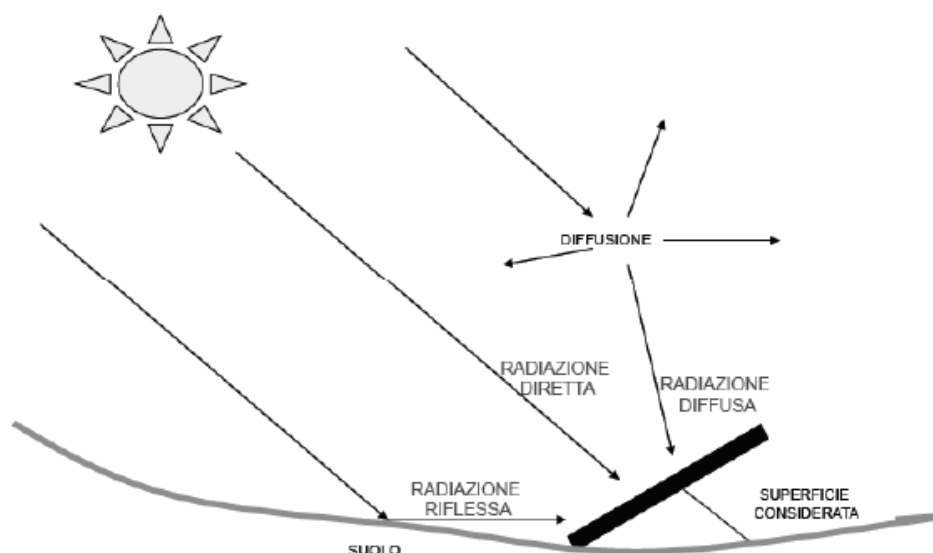


Figura 6.1 – Radiazione solare sulla superficie di captazione.

6.1.1 Test Reference Years

Il TRY (Test Reference Year o Anno Tipico Meteorologico) è una sequenza di dati meteorologici orari, realmente misurati, selezionati da una serie storica almeno decennale.

Ogni tipologia di Test Reference Year si basa sull'analisi di un diverso set di variabili meteorologiche, ciascuna associata ad uno specifico peso nella selezione dei mesi per la composizione dell'anno meteorologico tipico.

I dati TRY possono essere utilizzati come input in software di simulazione dinamica per differenti applicazioni, tra cui le analisi energetiche ed ambientali e la stima della producibilità di impianti alimentati a fonti rinnovabili. I TRY rappresentano, quindi, uno strumento importante per i professionisti, i ricercatori e per gli appassionati del settore delle energie rinnovabili.

Per ogni anno tipico meteorologico vengono generalmente fornite le seguenti informazioni:

- nome della stazione,
- altitudine, latitudine e longitudine della stazione meteorologica,
- lunghezza della serie storica utilizzata,
- variabili fornite,
- ente fornitore dei dati meteo.

In particolare quindi nelle simulazioni che sono spiegate in questa Tesi si sono utilizzati dati orari della radiazione solare, consentendo di far riferimento a valori reali e potendo spaziare come tempo di simulazione da un'ora a più anni.

Si è scelto di far riferimento ad una località in cui si presume la maggior probabilità nello sviluppo e nell'installazione di impianti solari termodinamici. I dati orari di radiazione si riferiscono a Riyadh in Arabia Saudita.

Sono riportati in **Tabella 6.1**, come esempio, i dati orari relativi al primo giorno di Gennaio:

Ore	Tamb [°C]	Umidità relativa	Diretta [W/m ²]	Diffusa [W/m ²]	Globale [W/m ²]
0,00	7,20	64,00	0,00	0,00	0,00
1,00	7,20	64,00	0,00	0,00	0,00
2,00	6,60	67,00	0,00	0,00	0,00
3,00	6,00	70,00	0,00	0,00	0,00
4,00	5,50	72,00	0,00	0,00	0,00
5,00	5,10	73,00	0,00	0,00	0,00
6,00	4,60	74,00	0,00	0,00	0,00
7,00	5,50	69,00	0,00	6,00	6,00
8,00	6,00	65,00	422,00	50,00	472,00
9,00	7,80	62,00	668,00	94,00	762,00
10,00	11,00	50,00	870,00	74,00	944,00
11,00	13,00	44,00	910,00	76,00	986,00
12,00	13,40	43,00	741,00	176,00	917,00
13,00	14,00	44,00	881,00	110,00	991,00
14,00	15,00	41,00	929,00	74,00	1003,00
15,00	15,50	35,00	869,00	71,00	940,00
16,00	15,00	36,00	724,00	61,00	785,00
17,00	15,00	36,00	282,00	52,00	334,00
18,00	14,50	37,00	0,00	2,00	2,00
19,00	13,00	41,00	0,00	0,00	0,00
20,00	12,00	44,00	0,00	0,00	0,00
21,00	11,00	47,00	0,00	0,00	0,00
22,00	11,00	47,00	0,00	0,00	0,00
23,00	11,00	47,00	0,00	0,00	0,00
24,00	10,00	50,00	0,00	0,00	0,00

Tabella 6.1 – TRY di Riyadh (Arabia Saudita) del 1 Gennaio.

Come si può notare i dati forniti sono di diverso tipo. In particolare nella simulazione in questione risultano di importanza assoluta i valore di radiazione diretta e diffusa mentre i valore di temperatura e umidità relativa non sono considerati in questa trattazione anche se sarebbero utili per valutare le prestazioni del collettore.

Come per la maggior parte dei TRY scaricabili, i dati di radiazione sono espressi rispetto alla direzione orizzontale e non tengono quindi conto dell'orientamento della superficie di captazione. Nei paragrafi successivi verrà quindi spiegato come questi dati debbano essere modificati, con una proiezione geometrica, per tener conto dell'orientamento degli specchi, che normalmente non sono posizionati in direzione orizzontale proprio per aumentare la radiazione captata.

6.1.2 Radiazione incidente sugli specchi

In un sistema in cui il sole rappresenta la fonte di energia, risulta fondamentale lo studio della sua posizione rispetto al campo di specchi di captazione. E' essenziale considerare le correzioni geometriche della radiazione, in quanto essa non è riferita ad una superficie orizzontale ma ad una certa superficie, rappresentativa del campo di specchi, orientata [25].

I parametri che saranno utili alla trasformazione geometrica da applicare ai dati di radiazione sono caratteristici dell'orientamento della superficie. In particolare la superficie di specchi considerata è caratterizzata da due gradi di libertà di orientamento che sono (**Figura 6.2 – 6.4**):

- l'angolo di Azimuth Ψ della superficie: l'angolo, misurato da sud, tra la verticale al piano normale alla superficie e la direzione NS;
- l'angolo di Tilt χ della superficie: l'angolo tra la superficie e il piano orizzontale.

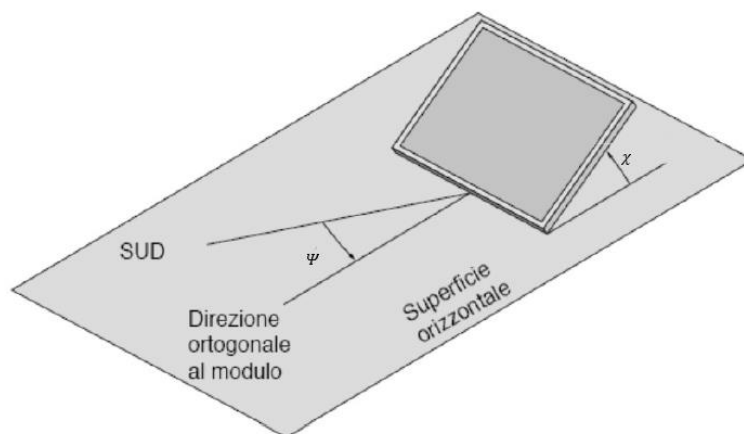


Figura 6.2 – Parametri di orientamento della superficie di captazione (fonte: 25).

La radiazione diretta e diffusa seguono processi di proiezione geometrica differenti che verranno di seguito illustrati. Un'importante ipotesi di cui tener conto è che la radiazione riflessa non viene considerata. Visto il suo limitato valore rispetto alla radiazione diretta e diffusa questa ipotesi non introduce un gran margine d'errore.

Per la radiazione diretta è inoltre fondamentale considerare un controllo aggiuntivo legato al fatto che negli istanti di tempo in cui il sole si trova sotto l'orizzonte, essa deve essere considerata nulla. In questi istanti la radiazione totale coinciderà quindi con la radiazione diffusa opportunamente proiettata.

In generale invece la radiazione totale, incidente sul campo di specchi, è data dalla somma delle due radiazioni rispettivamente proiettate.

6.1.2.1 Radiazione diretta

Per quanto concerne la radiazione diretta, data la componente diretta fornita dal TRY, basterà moltiplicarla per il coseno dell'angolo di incidenza, calcolato in base alla posizione istantanea del sole e all'orientamento della superficie, per ottenere la componente proiettata sulla superficie.

Verranno quindi definiti i principali parametri e i rispettivi modelli matematici che permettono di calcolare il coseno dell'angolo di incidenza [25].

Gli angoli che consentono di definire la posizione del sole rispetto ad un punto P qualunque della superficie terrestre sono:

- declinazione solare (d): distanza angolare tra i raggi solari e l'equatore, a nord o a sud.
- latitudine (l): distanza angolare del punto P, a nord o a sud, rispetto all'equatore;
- angolo orario (h): angolo, nel piano equatoriale, tra la proiezione di OP e la proiezione della linea che congiunge il centro del Sole con il centro della terra.

Questi sono chiaramente rappresentati nella **Figura 6.3**.

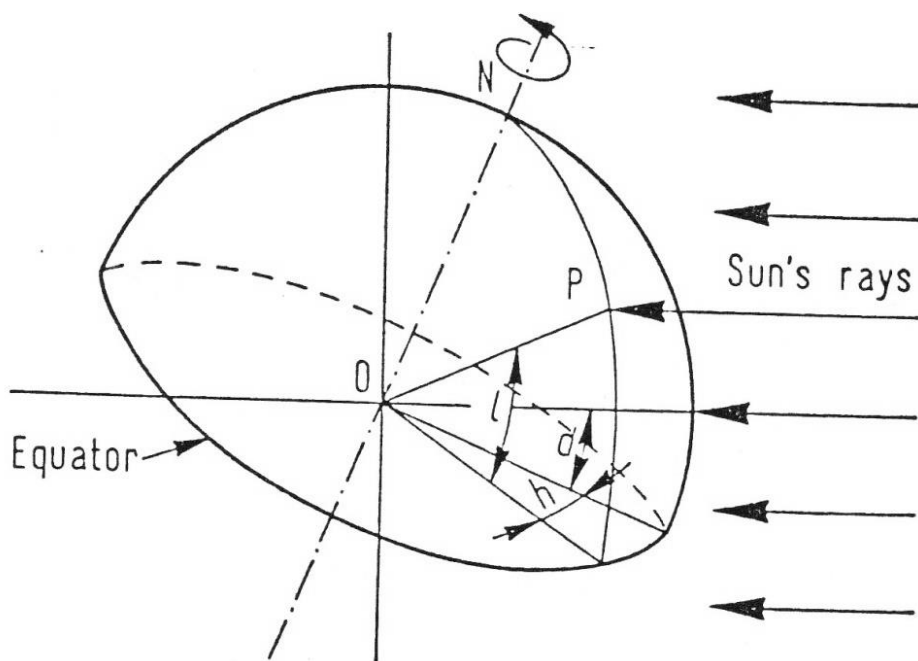


Figura 6.3 – Latitudine, angolo orario e declinazione solare (fonte: 25).

- Declinazione solare.

La declinazione solare cambia durante l'anno. Il suo valore esatto può essere ottenuto con l'utilizzo della "Tabella delle Effemeridi". Un'alternativa più immediata e comoda, usata soprattutto in modelli di calcolo, è l'utilizzo di una equazione empirica che permette il calcolo della declinazione in funzione del giorno n dell'anno corrente, a partire dal 1 Gennaio:

$$d = 23.45 * \sin(0.986 + n)) \quad [6.1]$$

Si può verificare facilmente che i risultati dati da tale equazione sono mediamente equivalenti ai valori riportati nella "Tabella delle Effemeridi".

La **Tabella 6.2** riporta i valori mensili della declinazione in un anno.

	I_n W/m ²	EOT min.	d deg	A W/m ²	B –	C –
Jan	1395.6	–11.2	–20.00	1229.4	0.142	0.058
Feb	1384.2	–13.9	–10.80	1213.7	0.144	0.060
Mar	1363.4	– 7.5	0.00	1185.3	0.156	0.071
Apr	1340.7	+ 1.1	+11.60	1134.9	0.180	0.097
May	1320.5	+ 3.3	+20.00	1103.3	0.196	0.121
Jun	1309.8	– 1.4	+23.45	1087.6	0.205	0.134
Jul	1311.1	– 6.2	+20.60	1084.4	0.207	0.136
Aug	1324.1	– 2.4	+12.30	1106.5	0.201	0.122
Sep	1344.5	+ 7.5	0.00	1150.6	0.177	0.092
Oct	1366.9	+15.4	–10.50	1191.6	0.160	0.073
Nov	1387.7	+13.8	–19.80	1220.0	0.149	0.063
Dec	1398.4	+ 1.60	–23.45	1232.6	0.142	0.057

Tabella 6.2 – Dati riferiti al ventunesimo giorno di ogni mese (fonte: 25).

- Angolo orario – Equazione del tempo.

Il calcolo dell'angolo orario risulta essere probabilmente il passaggio più complesso nella fase di determinazione dei parametri solari. Esso richiede infatti la definizione delle diverse scale di tempo esistenti e in particolare l'utilizzo dell'*equazione del tempo* [25].

Prima di poter definire quest'ultima è importante illustrare le scale di tempo:

- UT (Universal Time): il tempo, espresso in ore (da 0 a 24), contato al meridiano di Greenwich (longitudine zero);
- Local Civil Time (LCT): il tempo contato ad una certa longitudine; esso è più avanti rispetto all'UT di 4 minuti per ogni grado (a est o a ovest) di differenza rispetto a Greenwich;
- Local Solar Time (LST): il tempo misurato con il moto diurno apparente del sole;
- Standard Time (ST): il tempo usato negli orologi;

Esiste un'equazione empirica anche per la determinazione dell'LCT in funzione della longitudine e del *fuso* della località considerata :

$$LCT = (ora * 60 + 4 * (fuso - LO)) \quad [6.2]$$

dove *fuso* rappresenta il valore in gradi del meridiano della località considerata rispetto al meridiano di riferimento di Greenwich mentre *LO* rappresenta la longitudine del sito in gradi.

A questo punto risulta immediata la definizione dell'*equazione del tempo*, la quale è costituita dalla differenza tra LST e LCT in una certa località (descritta dalle rispettive longitudine e latitudine), a causa della variazione della velocità orbitale, dell'obliquità dell'orbita terrestre ecc.

$$LST = LCT + EOT \quad [6.3]$$

Tale equazione del tempo può essere riscritta in funzione del giorno *n* dell'anno; in particolare in funzione del parametro *x* definito come:

$$x = \frac{2\pi n}{366} \quad [6.4]$$

Risulta:

$$EOT = -0.0002 + 0.4197 * \cos(x) - 3.2265 * \cos(2x) - 0.0903 * \cos(3x) - 7.351 * \sin(x) - 9.3912 * \sin(2x) - 0.3361 * \sin(3x) \quad [6.5]$$

Calcolato EOT e LCT è possibile, grazie all'**equazione 6.3**, calcolare LST.

Noto il tempo espresso nella forma di Local Standard Time si può finalmente procedere con il calcolo dell'angolo orario, ricordando che LST risulta espresso in minuti e scegliendo come orario di riferimento le 12:00:

$$h = 0.25 * (LST - 12 * 60) \quad [6.6]$$

- Altezza e Azimuth solari.

Dopo aver illustrato come calcolare la declinazione e l'angolo orario, prima di poter calcolare l'angolo di incidenza, è fondamentale conoscere altri due parametri che consentono di definire la posizione geometrica del sole:

- Altezza solare (β): angolo tra i raggi solari e il piano orizzontale;
- Azimuth solare (φ): l'angolo, misurato da sud, tra la verticale al piano contenente il sole e la direzione Nord – Sud.

Per il calcolo di questi parametri esistono delle relazioni geometriche scritte in funzione della latitudine, della declinazione e dell'angolo orario:

$$\sin(\beta) = \cos(l) \cos(d) \cos(h) + \sin(l) \sin(d) \quad [6.7]$$

$$\sin(\varphi) = \frac{\sin(d)\sin(h)}{\cos(\beta)} \quad [6.8]$$

Si noti che per valori del seno di β negativi, significa che il sole si trova sotto l'orizzonte e pertanto la radiazione diretta non deve essere considerata nel calcolo della radiazione totale incidente.

- Angolo di incidenza.

Oltre alla posizione del sole, definita da tutti i parametri fin qui discussi, deve essere noto anche l'orientamento dalla superficie rappresentativa del campo di specchi, definito geometricamente da due parametri angolari:

- Azimuth della superficie Ψ
- Angolo di tilt della superficie χ

L'immagine seguente (**Figura 6.4**) consente di comprendere in maniera immediata tutti i parametri angolari descritti.

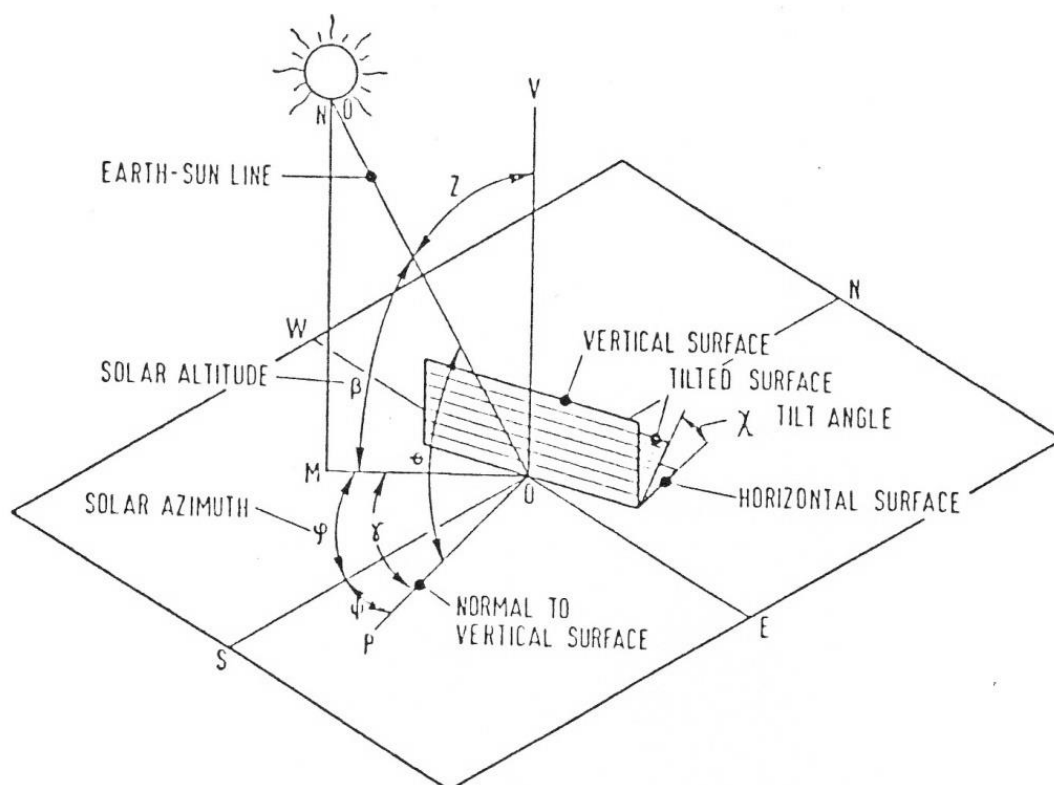


Figura 6.4 – Angoli solari per superficie inclinata e superficie orizzontale (fonte: 25).

A questo punto è finalmente possibile determinare l'angolo di incidenza. In particolare, come già detto, per la proiezione della radiazione solare diretta, è utile conoscere il coseno di tale angolo, definito dalla relazione seguente:

$$\cos(\theta) = \cos(\beta) \sin(\chi) \cos(\phi - \psi) + \sin(\beta) \cos(\chi) \quad [6.9]$$

6.1.2.2 Radiazione diffusa

Si è visto che esistono istanti di tempo in cui la radiazione diretta non deve essere considerata in quanto il sole è sotto l'orizzonte. Per quanto riguarda la radiazione diffusa invece, essa deve essere sempre considerata perché non è strettamente legata all'incidere dai raggi solare sulla superficie, ma solamente alla grandezza della calotta celeste che la

superficie è in grado di “vedere”. In ogni istante sarà quindi presente, con intensità differenti, una radiazione diffusa.

Il modello matematico normalmente utilizzato per la proiezione della componente diffusa è molto semplice e non dipende dalla posizione del sole nell'istante di tempo considerato, ma soltanto dall'angolo di inclinazione della superficie (**Figura 6.5**).

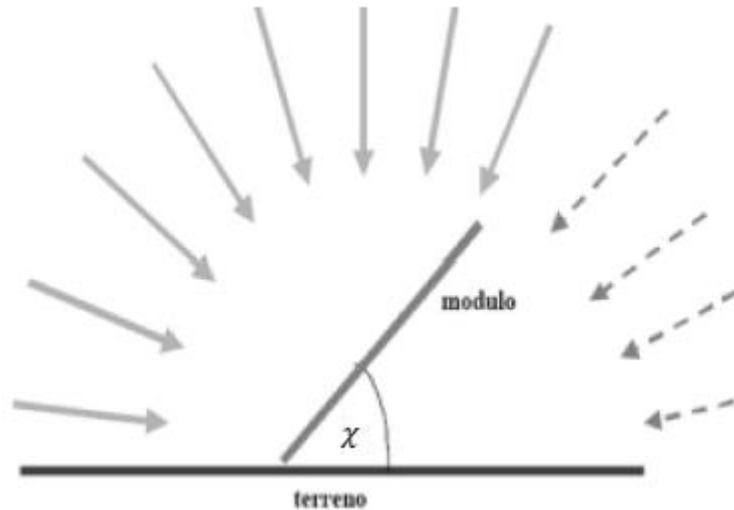


Figura 6.5 – Proiezione geometrica per radiazione diffusa (fonte: 26).

L'unico parametro è quindi l'angolo di tilt della superficie χ , in particolare il suo coseno:

$$H_{dif,\vartheta} = H_{dif,o} * \frac{(1 + \cos \chi)}{2} \quad [6.10]$$

Infine si può procedere con il calcolo della radiazione globale proiettata come segue:

$$H_{glo,\vartheta} = H_{dif,\vartheta} + H_{dir,o} * \cos(\theta) \quad [6.11]$$

6.1.3 Codice Matlab

Tutta la procedura appena illustrata, utile al fine di calcolare il valore della radiazione globale proiettata, che a sua volta consente di calcolare il flusso termico, è stata racchiusa in una funzione Matlab, la quale viene richiamata, nel programma principale, ad ogni istante temporale, per ricalcolare la posizione del sole e aggiornare tutti gli altri parametri.

Viene qui in seguito riportata la funzione Matlab e la porzione di programma principale in cui essa viene richiamata:

Funzione:

```
function [cosTheta, theta_grad, h_grad, d_grad, beta_grad, fi_grad,
LCT]=Calc_AngoloDiIncid(L_grad, LO_grad, Fuso_grad, giorno, ora,
psi_grad, chi_grad)

%% VARIABILI:
% L:= Latitudine sito [rad]          L_GRAD:= Latitudine sito [°]
% LO:= Longitudine sito [rad]       LO_GRAD:= Longitudine sito
[°]
% D:= Declinazione [rad]            D_GRAD:= Declinazione [°]
% CHI:= Angolo di Tilt [rad]        CHI_GARD:= Angolo di Tilt
[°]
% PSI:= Azimuth superficie [rad]    PSI_GRAD:= Azimuth
superficie [°]
% BETA:= Altezza solare [rad]       BETA_GRAD:= Altezza solare
[°]
% FI:= Azimuth solare [rad]         FI_GRAD:= Azimuth solare [°]
% H:= Angolo orario [rad]           H_GRAD:= Angolo orario [°]

%% PROCEDURA:
L=L_grad*pi/180; % Latitudine sito [rad]
chi=chi_grad*pi/180; % Angolo di Tilt [rad]
psi=psi_grad*pi/180; % Azimuth superficie [rad]

% Calcolo Declinazione
d_grad= 23.45*sin((0.986*(284+giorno))*pi/180); % Declinazione [°]
d=d_grad*pi/180; % Declinazione [rad]

% Calcolo Angolo orario
LCT=(ora*60+4*(Fuso_grad-LO_grad)); % Local Civil Time [min]
x=(2*pi*giorno)/366; % [rad]
EOT= -0.0002+0.4197*cos(x)-3.2265*cos(2*x)-0.0903*cos(3*x)-
7.351*sin(x)-
9.3912*sin(2*x)-0.3361*sin(3*x); % Equazione del tempo [min]
LST= LCT + EOT; % Local Solar Time [min]
h_grad=0.25*(LST-12*60); % Angolo orario [°]
h=h_grad*pi/180; % Angolo orario [rad]

% Calcolo Altezza e Azimuth solare
beta=asin(cos(L)*cos(d)*cos(h)+sin(L)*sin(d)); % Altezza solare
[rad]
```



```

beta_grad=beta*180/pi; % Altezza solare [°]
fi=asin((cos(d)*sin(h))/cos(beta)); % Azimuth solare [rad]
fi_grad=fi*180/pi; % Azimuth solare [°]

% Calcolo coseno dell'angolo di incidenza e angolo di incidenza
cosTheta= cos(beta)*sin(chi)*cos(fi-psi)+sin(beta)*cos(chi);
theta_grad=acos(cosTheta)*180/pi;

```

Programma principale:

```

% Inizializzazione vettori istante iniziale
giorno=1; % Giorno corrente
ora=1; % Ora del giorno corrente
for k=1:t_tot_ore
    % Calcolo giorno corrente
    if k>24*giorno
        giorno=giorno+1;
        ora=1;
    end
    %% Proiezione radiazione diffusa
    flux2_diffusa(k)=flux_ore_diffusa(k)*(1+cos(tilt*pi/180))/2;
    %% Proiezione radiazione diretta
    flux1_diretta(k)=flux_ore_diretta(k);
    [cosTheta_tilt(k), theta_tilt(k), h(k), d(k), beta(k), fi(k)]=
    Calc_CosAngIncid(Latitudine, Longitudine, Fuso, giorno, ora, psi,
    tilt);
    % Angolo di incidenza posizione angolo di tilt
    % Controllo se il sole è sopra l'orizzonte
    if sin(beta*pi/180)<0
        flux2_diretta(k)=0;
    else
        if cosTheta_tilt(k)<0
            flux2_diretta(k)=0;
        else
            flux2_diretta(k)=flux1_diretta(k)*cosTheta_tilt(k);
        end
    end
    flux_tilt_ore(k)=(flux2_diretta(k)+flux2_diffusa(k)); % Flusso
solare
    specifico all'angolo tilt in ogni ora
    qin=flux_tilt_ore(k)*A; % Flusso solare all'angolo tilt in ogni ora
    qin_tilt_ore(k)=qin; % Flusso solare all'angolo tilt in ogni ora
    ora=ora+1;
end

```

6.2 Modello termodinamico dell'impianto con due serbatoi

Il primo modello che si è implementato è relativo alla soluzione, illustrata già nel capitolo 5, che prevede l'utilizzo di due serbatoi di solo *solar salt*. Tale sostanza viene, in questa tipologia di impianto, utilizzata sia come fluido termovettore che come fluido di accumulo a calore sensibile.

In particolare l'accumulo è garantito dalla presenza del doppio serbatoio, che consente di conservare all'interno del serbatoio caldo parte di *solar salt*, che non viene direttamente mandata allo scambiatore con il ciclo di potenza, e che entrerà in gioco quando la radiazione solare non è presente o non è sufficiente a garantire la giusta quantità di energia termica richiesta per produrre la potenza nominale dell'impianto.

Le principali variabili caratteristiche del dimensionamento di tale soluzione impiantistica saranno pertanto le portate massiche di *solar salt* di ingresso e uscita dai serbatoi.

Il dimensionamento prevede una stima della massa di *solar salt* e, come conseguenza, delle dimensioni dei serbatoi simulando il comportamento della tecnica di accumulo a doppio serbatoio con un passo temporale orario e per un tempo di funzionamento definibile come variabile di input dall'utente.

Si tenga in considerazione che il modello implementato è relativo al solo serbatoio caldo, questo in quanto la massa di *solar salt* si distribuirà in maniera complementare tra i due serbatoi, di conseguenza entrambi i serbatoi dovranno essere in grado di contenere tutta la massa di *solar salt* e quindi avranno la stessa dimensione stimata.

Per quanto riguarda la radiazione solare di input al modello, se ne è già parlato nel paragrafo precedente mentre, prima di illustrare le equazioni utilizzate, è importante far notare che l'area efficace del campo solare viene calcolata in modo da raccogliere annualmente la radiazione solare necessaria per garantire le ore di funzionamento del ciclo Rankine dichiarate dall'impianto che si vuole simulare.

6.2.1 Sistema di bilancio delle portate di massa

Considerando come sistema il serbatoio caldo, l'equazione fondamentale che consente la stima della massa di *solar salt* è rappresentata da un bilancio di massa.

Il sistema serbatoio è un sistema aperto caratterizzato da una portata di ingresso e da una portata di uscita, le quali sono calcolate tenendo conto delle seguenti assunzioni:

- la portata di massa di fluido termovettore di ingresso al serbatoio, proveniente dal campo solare, è variabile in modo da mantenere costante la temperatura di immissione nel serbatoio caldo (tipicamente a 550 °C). Tale portata risulterà nulla in assenza di radiazione solare. L'equazione che permette il calcolo di tale portata ad ogni passo temporale (orario), in funzione delle caratteristiche del *solar salt* e della radiazione solare oraria, è la seguente:

$$\dot{m}_l(k) = \frac{\dot{q}_l(k)}{c_{ss}*(T_u - T_i)} \quad [6.12]$$

dove:

k = indica che si sta facendo riferimento ad un certo istante

T_u = Temperatura di uscita dal serbatoio caldo

T_i = Temperatura d'ingresso al serbatoio caldo

c_{ss} = calore specifico del solar salt

mentre $\dot{q}_l$ rappresenta il flusso solare calcolato in funzione della radiazione solare globale, proiettata, caratteristica di un certo istante:

$$\dot{q}_l(k) = H_{glo, \theta} * A \quad [6.13]$$

dove:

$H_{glo, \theta}$ = radiazione solare globale proiettata

A = Area effettiva di captazione

- la portata di massa estratta dal serbatoio caldo, ed inviata al generatore di vapore del ciclo Rankine, è costante nelle ore di funzionamento del ciclo ed è tale da garantire la potenza nominale del ciclo.

L'equazione che consente il calcolo di tale portata massica è indipendente dall'istante temporale mentre dipende dalla potenza elettrica prodotta dall'impianto simulato:

$$\dot{m}_u = \frac{P_{imp_{eff}}}{c_{ss}*(T_u - T_i)} \quad [6.14]$$

dove:

$P_{imp_{eff}}$ = rapporto tra la potenza nominale dell'impianto P_{imp} e il rendimento del ciclo di potenza η

Per tale portata di *solar salt* inviata al ciclo Rankine, si è adottato una strategia ON-OFF: tale portata viene annullata non appena la massa, nel serbatoio caldo, alla fine dell'intervallo temporale risulterebbe negativa e rimane nulla fin tanto che, nel serbatoio caldo, non si accumula una massa sufficiente a garantire il funzionamento del ciclo senza input solare per un tempo pari alle ore di "storage".

Il valore di questa soglia di massa di *solar salt*, che consente di implementare la strategia ON-OFF, viene calcolata in funzione delle ore di "storage" caratteristiche dell'impianto simulato $t_{storage}$, come segue:

$$soglia = \dot{m}_u * t_{storage} * 3600 \quad [6.15]$$

Definito come sono state calcolate le portate di ingresso e uscite al sistema serbatoio e quando il sistema viene ritenuto acceso-spento, non rimane altro che applicare il bilancio di massa, ad ogni passo temporale di simulazione, che viene di seguito riportato esplicitando la massa di uscita dal serbatoio:

$$m_u(k) = m_u(k - 1) + \dot{m}_i(k) * dt - \dot{m}_u * \Delta\tau \quad [6.16]$$

dove:

$$\Delta\tau = \text{passo temporale di simulazione (1 ora)}$$

Nelle situazioni in cui l'impianto viene considerato spento, l'equazione utilizzata è la seguente:

$$m_u(k) = m_u(k-1) + \dot{m}_i(k) * \Delta\tau \quad [6.17]$$

Come condizione iniziale viene posto un valore della massa di *solar salt* presente all'istante iniziale all'interno del serbatoio.

La massa complessiva di *solar salt* è stata trovata per tentativi fino al raggiungimento della convergenza, definita dell'uguaglianza tra la massa iniziale di *solar salt* e la massa di uscita alla fine del tempo di simulazione.

6.2.2 Codice Matlab

Vengono riportate le principali righe di codice Matlab dell'implementazione del modello a doppio serbatoio di *solar salt*, spiegato matematicamente nel paragrafo precedente.

Come prima cosa il programma prevede l'inizializzazione delle variabili, il calcolo della portata di output dal serbatoio e il calcolo della soglia di accensione. Dopo di che, all'interno del ciclo temporale che consente di scorrere tutto il tempo di funzionamento dell'impianto (impostato dall'utente), vengono effettuati una serie di controlli per definire quando l'impianto debba essere considerato acceso o spento, in modo da rispettare la strategia ON-OFF prima esposta.

Nel capitolo successivo verranno mostrati i dati e i risultati della simulazione per l'impianto di “*Archimede Solar Energy*” di Priolo Gargallo in Sicilia.

```
% Calcolo portata di accensione e soglia
portata_accensione=(Pimp*10^6/etha)/(css*(Tu-Ti));
soglia=portata_accensione*(tempoStorage*3600); % [kg]
iw=0;
% Inizializzazione
portata_out(1)=0;
mu(1)=mi;
mu_prova(1)=mi+portata_in(1)*Δτ_sec-portata_accensione*Δτ_sec;
```

```

% Ciclo temporale
for k=2:t_tot_ore
    portata_out(k)=portata_accensione;
    mu(k)=mu(k-1)+portata_in(k)*Δτ_sec-portata_accensione*Δτ_sec;
    mu_prova(k)=mu(k);
    if mu(k)<0
        portata_out(k)=0;
        iw=1;
    end
    if (iw==1)
        portata_out(k)=0;
    end
    mu(k)=mu(k-1)+portata_in(k)*Δτ_sec-portata_out(k)*Δτ_sec;
    if (mu(k)>soglia) && (iw==1)
        iw=0;
    end
end
end

```

6.3 Modello termodinamico dell'impianto con un serbatoio

Come accennato nel capitolo 5, oltre alla soluzione impiantistica a doppio serbatoio, gli studi e le ricerche si stanno dirigendo verso impianti con caratteristiche di funzionamento del sistema di accumulo diverse, in cui si ha a che fare con materiali PCM, ma soprattutto in cui si utilizza un unico serbatoio.

In questo paragrafo verrà quindi spiegato come poter modellare tale sistema di accumulo, ricordando che, in questo caso, nell'unico serbatoio sarà presente, oltre ad una certa massa di *solar salt*, il quale svolge principalmente il compito di fluido termovettore, anche una massa di materiale a transizione di fase per un accumulo latente.

Le variabili di dimensionamento, per ciò che concerne il serbatoio di accumulo, saranno quindi sostanzialmente masse e temperature, mentre in questo caso le portate massiche non verranno considerate in quanto si ipotizza che mediamente ciò che entra, sotto forma di flusso termico, sia uguale a ciò che esce, tramite il generatore di vapore, dal sistema serbatoio. Infatti l'area efficace di captazione, calcolata considerando la radiazione media annuale, dovrà essere tale da garantire che il prodotto tra essa e la radiazione media sia uguale al flusso ceduto dal *solar salt* al vapore del ciclo Rankine.

Infine per quanto concerne la radiazione solare oraria di input al sistema si faccia riferimento al paragrafo 6.1.

Anche in questo caso il dimensionamento prevede una stima delle masse di *solar salt* e PCM, e, come conseguenza, delle dimensioni del serbatoio, simulando il comportamento della suddetta tecnica di accumulo.

Oltre a tali informazioni per questo tipo di impianto verrà dimensionato completamente anche il ciclo di potenza, dove in particolare verrà simulato lo scambio termico tra *solar salt* e vapore nel generatore di vapore.

Pertanto, il processo matematico che viene seguito comprenderà:

- la simulazione/dimensionamento dello scambio termico, nel serbatoio di accumulo tra *solar salt* e PCM, dalla quale verranno ricavati i valori delle masse e dei volumi del sistema di accumulo;
- un dimensionamento del generatore di vapore, il quale consente di dimensionare completamente lo scambiatore e quindi anche la portata di *solar salt*;
- la simulazione del funzionamento del ciclo di Rankine tale da garantire la potenza voluta, il quale ci consente di dimensionare il corretto valore della portata di vapore e generare un database per le potenze prodotte a diverse temperature di surriscaldamento.

Si noti che il seguente modello può avere due applicazioni: si può infatti considerare l'impianto ad unico serbatoio in cui sia presente solo *solar salt* oppure sia *solar salt* che PCM. Tali applicazioni verranno successivamente confrontate in modo da comprendere se e quali possono essere i vantaggi nell'utilizzare un materiale a transizione di fase in impianti di questo tipo.

6.3.1 Serbatoio di accumulo

Come prima cosa viene quindi modellato il funzionamento dell'accumulo a monte dell'impianto, basato su uno scambio termico continuo tra il fluido termovettore e il materiale a cambiamento di fase [27].

Tutto avrà comunque un legame diretto anche con le modellazioni fatte nei paragrafi successivi relative al ciclo di potenza. Infatti la temperatura del *solar salt* ottenuta dallo scambio termico tra PCM e *solar salt* influenzerà successivamente lo scambio termico tra *solar salt* e vapore e quindi il funzionamento del ciclo di potenza.

In **Figura 6.6** è mostrato lo schema semplificato dell'impianto in cui si mette in risalto come il serbatoio di accumulo interagisce con il generatore di vapore e quindi con l'intero ciclo Rankine.

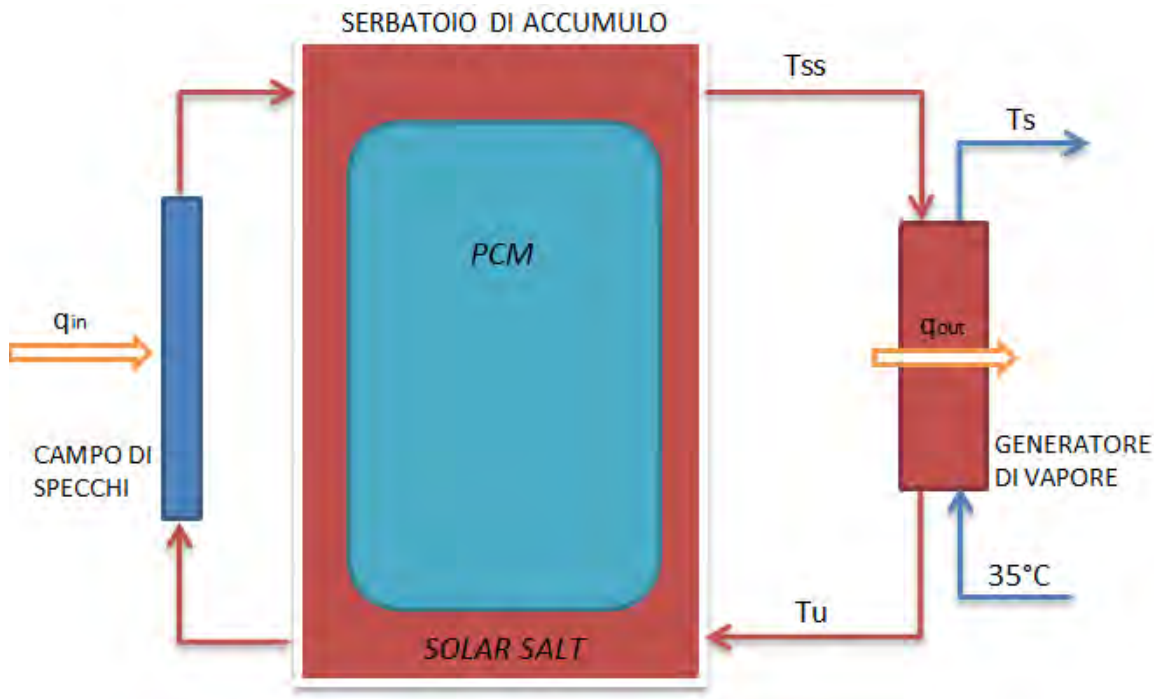


Figura 6.6 – Schema impianto modellato.

Prima di illustrare quali sono le equazioni utilizzate, è molto importante spiegare la strategia ON-OFF adottata per tale tipologia di impianto, diversa da quella relativa al sistema a doppio serbatoio.

In particolare in questo tipo di sistema, in cui, grazie alle proprietà del materiale PCM utilizzato come accumulo, la temperatura rimane molto più stabile e prossima al valore di temperatura richiesto dal ciclo di potenza, la strategia ON-OFF è utile solo in fase di funzionamento non a regime. Si è infatti scelto di considerare l'impianto acceso una volta che la temperatura del PCM ha raggiunto quella di cambiamento di fase e, da quel momento, mantenerlo sempre acceso. Il funzionamento non è più quindi relativo solo ad un certo numero di ore l'anno ma, esclusa la parte iniziale di assestamento, è totale.

In sostanza questo consiste nel verificare quanto segue: se la temperatura del PCM è inferiore ad una certa temperatura “start” del sistema, in tal caso il valore di

flusso termico in uscita dal serbatoio di accumulo verrà posto uguale a zero; se superiore, un certo flusso termico viene ceduto al ciclo di potenza.

Questo aspetto sulle diverse tempistiche di funzionamento dovrà essere tenuto conto in una eventuale fase di confronto tra le due soluzioni impiantistiche, in termini di masse e dimensioni.

Entrando ora nel vivo del modello di simulazione, esso è sostanzialmente basato su uno scambio termico continuo tra le due sostanze contenute nel serbatoio: *solar salt* e PCM.

Non avendo a che fare con due sostanze che mantengono inalterata la loro fase, per esempio due liquidi o due solidi, le equazioni di scambio termico devono essere diversificate in base allo stato fisico in cui si trovano le sostanze.

In particolare quindi il bilancio termico dovrà essere scritto sia per un sistema liquido-liquido, sia per un sistema liquido-liquido/solido, sia per un sistema liquido-solido. Questo legato al fatto che, uno dei materiali che partecipa allo scambio termico, è un materiale a cambiamento di fase che a certe temperature si troverà interamente allo stato liquido, o solido, mentre ad altre temperatura assumerà una fase intermedia: in parte liquida in parte solida.

Mentre per le fasi interamente solida o liquida le variabili di interesse sono semplicemente le temperature iniziali e finali per un certo intervallo temporale, per lo stato intermedio, di convivenza tra fase solida e liquida, la variabile di interesse sarà rappresentata principalmente dal titolo.

Per ogni istante di tempo di osservazione quindi il programma risolverà un determinato sistema di equazioni che possono essere sostanzialmente di tre tipologie in base allo stato in cui ci si trova. Tali casistiche sono governate dalla temperatura e dal titolo del PCM all'istante precedente a quello considerato.

Da un punto di vista matematico ogni sistema è quindi composto da due equazioni, una relativa al *solar salt* e una relativa al PCM, a due incognite: $T_{ss}(j+1)$ e $T_{pcm}(j+1)$ o $x_{pcm}(j+1)$.

L'equazione relativa al *solar salt* rimarrà sempre la stessa in tutte le casistiche in quanto esso rimane sempre alla fase liquida.

$$KA_s (T_{cf} - T_{ss}(j+1)) \Delta\tau + (q_{in}(j+1) - q_{out}(j+1)) \Delta\tau = m_{ss} c_{ss} (T_{ss}(j+1) - T_{ss}(j)) \quad [6.18]$$

dove:

T_{cf} = Temperatura di cambiamento di fase del PCM

$T_{ss}(j+1)$ = Temperatura incognita solar salt all'istante di tempo

$T_{ss}(j)$ = Temperatura solar salt all'istante di tempo precedente

m_{ss} = Massa di solar salt

c_{ss} = Calore specifico solar salt

K = Coefficiente di scambio

A_s = Area di scambio termico serbatoio

$\Delta\tau$ = Passo temporale di simulazione

Si tenga conto che nell'equazione del *solar salt* sono presenti anche:

- il flusso termico positivo, entrante nel serbatoio di accumulo, dovuto alla radiazione solare e quindi variabile ad ogni istante di tempo:

$$q_{in}(j) = Hg_{lo, \theta}(j) * A \quad [6.19]$$

- il flusso termico negativo, uscente dal serbatoio di accumulo, ceduto al ciclo di potenza per il surriscaldamento del vapore, quindi anch'esso variabile ad ogni istante di tempo. Esso può essere calcolato solo dopo aver modellato anche il generatore di vapore e quindi nota la temperatura del *solar salt* all'uscita dal generatore di vapore (paragrafo 6.3.2):

$$q_{out}(j+1) = \dot{m}_{ss} c_{ss} (T_u - T_s) \quad [6.20]$$

Questi flussi termici compaiono solo nell'equazione del *solar salt* e non in quella del PCM. Il *solar salt* è in comunicazione con l'esterno (inteso campo solare e ciclo Rankine); mentre il PCM comunica solo con il *solar salt* in quanto è mantenuto all'interno del serbatoio in appositi elementi di incapsulamento.

In base alla casistica in cui si cadrà ad ogni istante di tempo, cambierà l'equazione relativa al PCM:

- fino a che si è ad una temperatura del PCM minore di quella del cambiamento di fase, allora sarà presente solo il termine relativo alla fase solida. Il valore del titolo in questo caso è nullo.

$$KA_s(T_{ss}(j+1) - T_{pcm}(j+1))\Delta\tau = m_{pcm}c_{pcm_l}(T_{pcm}(j+1) - T_{pcm}(j)) \quad [6.21]$$

dove:

$T_{pcm}(j+1)$ = Temperatura incognita PCM all'istante di tempo

$T_{pcm}(j)$ = Temperatura PCM all'istante di tempo precedente

m_{pcm} = Massa di PCM

c_{pcm_l} = Calore specifico PCM allo stato liquido

- oltre la temperatura di fusione ma con titolo minore di 1 saranno presenti due termini: uno relativo alla fase solida e uno alla fase mista (liquido/solido) governata dal titolo, il quale assumerà un valore compreso tra 0 e 1.

$$KA_s(T_{ss}(j+1) - T_{cf})\Delta\tau = m_{pcm}c_{pcm_l}(T_{cf} - T_{pcm}(j)) + m_{pcm}r(x_{pcm}(j+1) - 1) \quad [6.22]$$

dove:

$x_{pcm}(j+1)$ = Titolo incognito PCM all'istante di tempo

r = Calore latente PCM

- infine oltre la temperatura di cambio di fase e raggiunto il valore unitario del titolo saranno presenti tre termini: i due precedenti più un terzo che terrà conto della fase interamente liquida. Il valore del titolo in questo caso è unitario.

$$KA_s(T_{ss}(j+1) - T_{cf})\Delta\tau = m_{pcm}c_{pcm_l}(T_{cf} - T_{pcm}(j)) + m_{pcm}r + m_{pcm}c_{pcm_s}(T_{pcm}(j+1) - T_{cf}) \quad [6.23]$$

dove:

$$c_{pcm_s} = \text{Calore specifico PCM allo stato solido}$$

Si sono illustrate le equazioni che vanno a comporre il sistema di scambio termico. Viene riportato solo uno dei tre sistemi, il caso più generico dei tre analizzati:

$$\begin{cases} KA_s (T_{cf} - T_{ss}(j+1)) \Delta\tau + (q_{in}(j+1) - q_{out}(j+1)) \Delta\tau = m_{ss} c_{ss} (T_{ss}(j+1) - T_{ss}(j)) \\ KA_s (T_{ss}(j+1) - T_{cf}) \Delta\tau = m_{pcm} c_{pcm_l} (T_{cf} - T_{pcm}(j)) + m_{pcm} r + \\ \quad + m_{pcm} c_{pcm_s} (T_{pcm}(j+1) - T_{cf}) \end{cases} \quad [6.24]$$

Dalla risoluzione di tale sistema otteniamo quindi l'andamento delle temperatura di PCM e *solar salt* all'interno del serbatoio di accumulo. In particolare la temperatura del *solar salt* andrà a interagire con il ciclo di potenza modellato nel paragrafo 6.3.2 e come mostrato in **Figura 6.6**.

6.3.1.1 Codice Matlab

L'implementazione del sistema di accumulo costituisce la parte centrale del sistema complessivo modellato. Questa è stata implementata in Matlab e rappresenta il programma principale che avrà il compito di definire input e output dell'impianto e di interagire con le funzione spiegate nei paragrafi successivi. Inoltre da questo programma si andranno a generare una serie di grafici che consentono di aver una chiara idea del comportamento in temperature per il sistema di accumulo oltre a fornire i valori stimati di massa e volume per il serbatoio di accumulo.

```
for i=1:n
    % Attivazione impianto quanto la T raggiunge la T=500
    if Tpcm(j)<Tstar
        if g==0
            qout=0;
        else
            qout=Pimp_W/etha;
        end
    else
        qout=Pimp_W/etha;
        g=1;
    end
end
```

```

end
if (Tpcm(j)>Tcf)
    Asist=[(-Ks*As*Δτ_sec-mss*css) Ks*As*Δτ_sec; ...
    Ks*As*Δτ_sec (-Ks*As*Δτ_sec-mpcm*cl)]; % Matrice dei
    coefficienti delle incognite
    Bsist=[(-mss*css*Tss(j)-(qin-qout)*Δτ_sec) ...
    (-mpcm*cl*Tpcm(j))]; % Vettore dei termini noti
    C=inv(Asist);
    C=C';
    X=Bsist*C; % Vettore soluzione
    Tss(j+1)=X(1);
    Tpcm(j+1)=X(2);
    if (Tpcm(j+1)<Tcf)
        Asist=[(-Ks*As*Δτ_sec-mss*css) 0; ...
        Ks*As*Δτ_sec (-mpcm*r)]; % Matrice dei coefficienti
        delle incognite
        Bsist=[(-Ks*As*Tcf*Δτ_sec-mss*css*Tss(j)-(qin-
qout)*Δτ_sec) ...
        (Ks*As*Tcf*Δτ_sec+mpcm*cl*(Tcf-Tpcm(j))-mpcm*r)]; %
        C=inv(Asist);
        C=C';
        X=Bsist*C; % Vettore soluzione
        Tss(j+1)=X(1);
        xpcm(j+1)=X(2);
        if (xpcm(j+1)<0)
            Asist=[(-Ks*As*Δτ_sec-mss*css) Ks*As*Δτ_sec; ...
            Ks*As*Δτ_sec (-Ks*As*Δτ_sec-mpcm*cs)]; %
            Matrice dei coefficienti delle incognite
            Bsist=[(-mss*css*Tss(j)-(qin-qout)*Δτ_sec) ...
            (mpcm*cl*(Tcf-Tpcm(j))+mpcm*r-mpcm*cs*Tcf)];
            % Vettore dei termini noti
            C=inv(Asist);
            C=C';
            X=Bsist*C; % Vettore soluzione
            Tss(j+1)=X(1);
            Tpcm(j+1)=X(2);
            xpcm(j+1)=0;
        else
            Tpcm(j+1)=Tcf;
        end
    else
        xpcm(j+1)=1;
    end
else
    Asist=[(-Ks*As*Δτ_sec-mss*css) Ks*As*Δτ_sec; ...
    Ks*As*Δτ_sec (-Ks*As*Δτ_sec-mpcm*cs)];
    Bsist=[(-mss*css*Tss(j)-(qin-qout)*Δτ_sec) ...
    (-mpcm*cs*Tpcm(j))]; % Vettore dei termini noti
    C=inv(Asist);
    C=C';
    X=Bsist*C; % Vettore soluzione
    Tss(j+1)=X(1);
    Tpcm(j+1)=X(2);
    if (Tpcm(j+1)>Tcf)
        %%% Viene superata la T
        % A*X=B con X=[Tss xpcm]
        Asist=[(-Ks*As*Δτ_sec-mss*css) 0;...
        Ks*As*Δτ_sec (-mpcm*r)];
        Bsist=[(-Ks*As*Tcf*Δτ_sec-mss*css*Tss(j)-(qin-
qout)*Δτ_sec) ...
        (Ks*As*Tcf*Δτ_sec+mpcm*cs*(Tcf-Tpcm(j))-
mpcm*r*xpcm(j))]; % Vettore dei termini noti
        C=inv(Asist);

```

```

C=C';
X=Bsist*C; % Vettore soluzione
Tss(j+1)=X(1);
xpcm(j+1)=X(2);
Tpcm(j+1)=Tcf;
if (xpcm(j+1)>1) % Viene superato il titolo unitario
    Asist=[(-Ks*As*Δτ_sec-mss*css) Ks*As*Δτ_sec;...
           Ks*As*Δτ_sec (-
           Ks*As*Δτ_sec-mpcm*cl)]; % Matrice dei
           coefficienti delle incognite
    Bsist=[(-mss*css*Tss(j)-(qin-qout)*Δτ_sec)...
           (mpcm*r*(1-xpcm(j))-
           mpcm*cl*Tcf+mpcm*cs*(Tcf-Tpcm(j)))]; % Vettore
           dei termini noti
    C=inv(Asist);
    C=C';
    X=Bsist*C; % Vettore soluzione
    Tss(j+1)=X(1);
    Tpcm(j+1)=X(2);
    xpcm(j+1)=1;
else % Non viene
raggiunto il titolo unitario
    Tpcm(j+1)=Tcf;
end
else %%% Non viene raggiunta la T di cambio f.
if Tpcm(j)>Tpcm(j+1) && xpcm(j)>0
    Asist=[(-Ks*As*Δτ_sec-mss*css) 0; ...
           Ks*As*Δτ_sec -mpcm*r]; % Matrice dei
           coefficienti delle incognite
    Bsist=[(-Ks*As*Tcf*Δτ_sec-mss*css*Tss(j)-(qin-
           qout)*Δτ_sec)...
           (Ks*As*Tcf*Δτ_sec-mpcm*r*xpcm(j))]; % Vettore
           dei termini noti
    C=inv(Asist);
    C=C';
    X=Bsist*C; % Vettore soluzione
    Tss(j+1)=X(1);
    xpcm(j+1)=X(2);
    if xpcm(j+1)<0
        % A*X=B con X=[Tss Tpcm]
        Asist=[(-Ks*As*Δτ_sec-mss*css)
Ks*As*Δτ_sec; ...
               Ks*As*Δτ_sec (-Ks*As*Δτ_sec-mpcm*cs)];
        Bsist=[(-mss*css*Tss(j)-(qin-
qout)*Δτ_sec) ...
               (mpcm*r*(0-xpcm(j))-mpcm*cs*Tcf)]; %
        C=inv(Asist);
        C=C';
        X=Bsist*C; % Vettore soluzione
        Tss(j+1)=X(1);
        Tpcm(j+1)=X(2);
        xpcm(j+1)=0;
    else
        Tpcm(j+1)=Tcf;
    end
else
    xpcm(j+1)= 0;
end
end
end

```

6.3.2 Generatore di vapore

Si è visto nel paragrafo precedente il processo logico e le relazioni matematiche con le quali si è modellato lo scambio termico che avviene nel serbatoio di accumulo.

Dopo aver ottenuto da tale implementazione il valore della temperatura del *solar salt* ad ogni istante di tempo, si può procedere con la modellazione del generatore di vapore, nel quale il *solar salt* scambia nuovamente calore ma in questo caso con il vapore del ciclo di potenza.

Con la seguente implementazione, oltre a dimensionare nel dettaglio il generatore, sarà possibile ricavare il valore opportuno della portata di *solar salt*, ed in particolare i corrispettivi valori di temperatura del vapore e del *solar salt* dopo lo scambio termico di surriscaldamento.

Il tutto dovrà poi essere unito con la simulazione dell'intero ciclo di potenza (vedi paragrafo 6.3.3) che consentirà di determinare la potenza elettrica generata ad ogni istante di tempo.

Per quanto riguarda il generatore di vapore si è scelto di modellarlo con due blocchi di scambio termico:

- uno rappresenta effettivamente il componente che genera il vapore, in condizione di vapore saturo, a partire da acqua allo stato liquido (a 35°); (rettangolo arancione in **Figura 6.7**)
- nell'altro avviene il vero scambio termico che consente il surriscaldamento del vapore inizialmente saturo; (rettangolo rosso in **Figura 6.7**)

Si noti che il tutto è stato modellato in controcorrente, cioè in modo che vapore e *solar salt* circolino in verso opposto, per garantire un miglior scambio termico.

Tale schematizzazione, illustrata in **Figura 6.7**, consente una buona approssimazione e una notevole semplificazione nei modelli matematici da utilizzare.

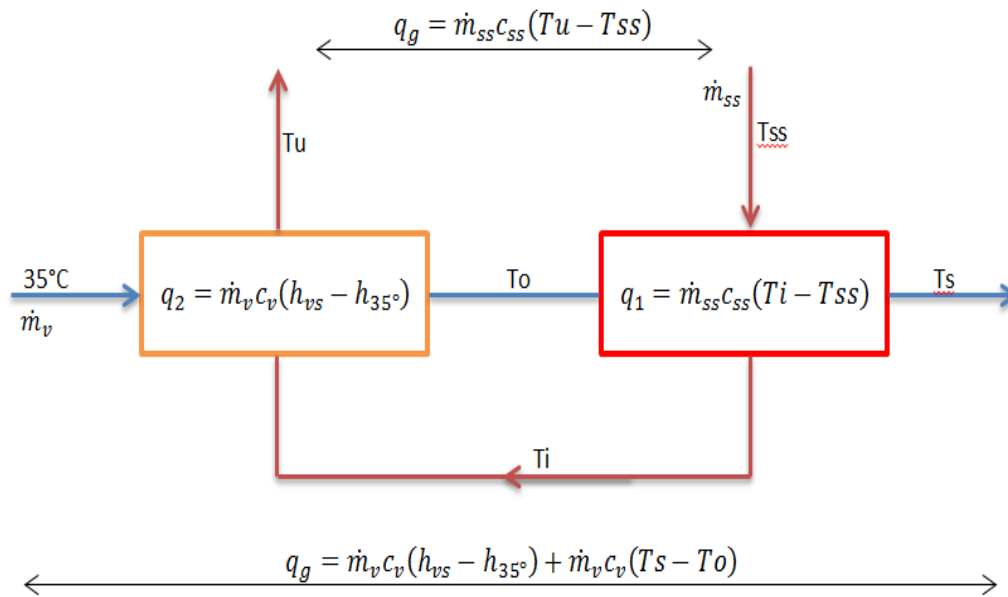


Figura 6.7 – Schema a blocchi del generatore di vapore.

In rosso viene rappresentato il percorso compiuto all'interno del generatore di vapore dal *solar salt*, mentre in blu il percorso del vapore.

Il *solar salt* entra ad una certa temperatura T_{ss} , definita dallo scambio termico che avviene nel serbatoio di accumulo (implementato nel paragrafo 6.3.1), cede calore al vapore, che si trova inizialmente alla temperatura di saturazione, fino a raggiungere una certa temperatura T_i , e infine scambia nuovamente con il vapore che entra a 35°. Il *solar salt* esce dal generatore di vapore ad una certa temperatura T_u .

Il vapore compie il percorso al contrario: partendo dalla temperatura ambiente (35°) si riscalda prima fino a raggiungere la temperatura di saturazione T_o e successivamente, dopo il surriscaldamento, fino ad una certa temperatura T_s . È proprio quest'ultima temperatura che verrà passata come input al modello di calcolo della potenza prodotta, implementato nel paragrafo precedente.

Per modellare lo scambiatore (rettangolo rosso in **Figura 6.7**) si è scelto di discretizzare nello spazio la superficie di scambio termico tra *solar salt* e vapore. Sempre a tale scopo sono state considerate tre ipotesi:

- la zona riservata al surriscaldamento è caratterizzata da un'area nota, settabile dall'utente;
- lo scambiatore a tubi concentrici; generatore di vapore particolare, diverso da quelli utilizzati nei tradizionali cicli Rankine;

- scambiatore in controcorrente: *solar salt* e vapore si muovono in direzione opposta; questo viene fatto per migliorare la qualità dello scambio termico, a parità di area, rispetto ad uno scambiatore equicorrente.

Lo scambiatore è quindi composto da due canali, in uno scorre il *solar salt* e nell'altro, in direzione opposta, il vapore. Ognuno di questi canali viene discretizzato in un certo numero di elementi. Per ogni elemento di discretizzazione viene scritta l'equazione di bilancio termico, in termini di portate massiche, che deve tener conto sia dello scambio con l'altro fluido sia degli scambi con gli elementi che precedono e seguono l'elemento considerato.

La portata di vapore è quella che verrà calcolata nel paragrafo 6.3.3 mentre la portata di *solar salt* e l'area di scambio termico vengono inizialmente ipotizzate e successivamente trovate per tentativi.

L'immagine seguente (**Figura 6.8**) mette ben in evidenza la discretizzazione spaziale adottata e i versi di percorrenza:

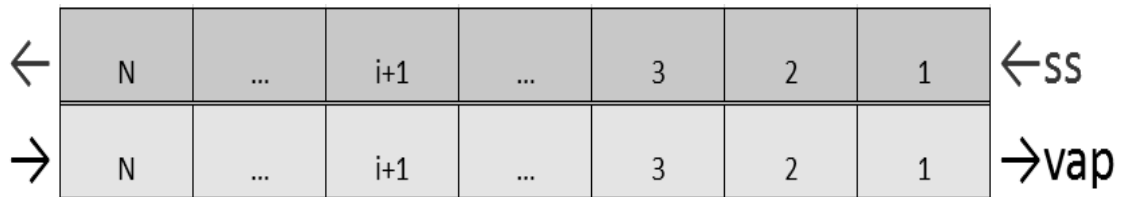


Figura 6.8 – Discretizzazione per generatore di vapore.

Considerando N elementi di discretizzazione si avrà a che fare con un sistema di 2N equazioni in 2N incognite, rappresentate dalle temperatura dei due fluidi all'ingresso a all'uscita di ogni elemento di discretizzazione.

Il sistema risolto è il seguente:

$$\left\{ \begin{array}{l} KA_{scamb}(T_{u_2} - T_{u_1}) = \dot{m}_{ss}c_{ss}(T_{u_1} - T_{i_1}) \\ KA_{scamb}(T_{u_1} - T_{u_2}) = \dot{m}_v c_v(T_{u_2} - T_{i_2}) \\ \dots \\ KA_{scamb}(T_{u_N} - T_{u_{N-1}}) = \dot{m}_{ss}c_{ss}(T_{u_{N-1}} - T_{i_{N-1}}) \\ KA_{scamb}(T_{u_{N-1}} - T_{u_N}) = \dot{m}_v c_v(T_{u_N} - T_{i_N}) \end{array} \right. \quad [6.25]$$

dove:

K = coefficiente di scambio tra *solar salt* e vapore

A_{scamb} = area di scambio termico dello scambiatore

$\dot{m}_{ss}$ = portata massica di *solar salt*

$\dot{m}_v$ = portata massica di vapore

c_{ss} = calore specifico solar salt

c_v = calore specifico vapore

T_{u_i} = temperature incognite del sistema

T_{i_i} = sostituite dalle temperature di uscita dell'elemento

precedente a quello considerato (eclusi gli elementi al contorno)

Per poter risolvere il sistema si sono considerate le seguenti condizioni al contorno:

- è nota la temperatura del *solar salt* di ingresso allo scambiatore $T_{i_1} = T_{ss}$, input derivante dal modello del serbatoio di accumulo (implementato nel paragrafo 6.3.1), variabile ad ogni istante di tempo;
- è nota la temperatura del vapore di ingresso allo scambiatore $T_{i_N} = T_o$, input costante definito dalla condizione di saturazione.

Una volta risolto il precedente sistema si conoscono la temperatura del *solar salt* all'uscita dallo scambiatore (indicata con T_i in **Figura 6.7**) e la temperatura del vapore all'uscita dall'intero generatore di vapore (indicata con T_s in **Figura 6.7**).

Per poter conoscere anche la temperatura di uscita del *solar salt* dal generatore di vapore (indicata con T_u in **Figura 6.7**) manca un'ultima equazione di scambio termico, della quale però tutto è noto:

$$T_u = T_i - \frac{\dot{m}_v(h_{vs} - h_{35^\circ})}{\dot{m}_{ss}c_{ss}} \quad [6.26]$$

dove:

h_{vs} = entalpia vapore saturo.

h_{35° = entalpia acqua liquida a 35°C.

Infine è possibile calcolare il rendimento dello scambiatore secondo la seguente relazione:

$$\eta_s = \frac{(T_s - T_o)}{(T_{ss} - T_o)} \quad [6.27]$$

Grazie al modello fin qui spiegato, è quindi possibile ottenere l'andamento in temperatura sia del *solar salt* che del vapore all'interno dello scambiatore con una precisione discretamente buona e migliorabile con l'aumento del numero di elementi di discretizzazione.

Ai fini del calcolo della potenza prodotta dal ciclo Rankine, modellata del paragrafo 6.3.3, è utile conoscere il valore della temperatura del vapore all'uscita dallo scambiatore T_s , quindi in riferimento all'ultimo elemento di discretizzazione.

Mentre ai fini della simulazione del serbatoio di accumulo, già modellato nel paragrafo precedente, è utile conoscere il valore della temperatura del *solar salt* all'uscita dal generatore di vapore T_u che consente di definire, assieme alla sua temperatura di ingresso, il flusso termico di uscita dal serbatoio di accumulo. Quest'ultimo viene calcolato ad ogni istante temporale secondo la relazione seguente:

$$q = \dot{m}_{ss} c_{ss} (T_u - T_s) \quad [6.28]$$

Il quale può anche essere calcolato anche come segue:

$$q = \dot{m}_v c_v (h_{vs} - h_{35^\circ}) + \dot{m}_v c_v (T_s - T_o) \quad [6.29]$$

6.3.2.1 Codice Matlab

La procedura appena illustrata, utile al fine di risolvere lo scambio termico tra *solar salt* e vapore, in particolare calcolare il valore della temperatura del vapore e del *solar salt* all'uscita dal generatore di vapore, è stata racchiusa in una funzione Matlab, la quale viene richiamata nel programma principale già illustrato nel paragrafo precedente.

In questo modo ad ogni istante di tempo il programma fornisce alla funzione la temperatura del *solar salt*, che varia a causa dello scambio termico tra PCM e *solar salt* a monte del generatore, e restituisce, oltre al rendimento dello scambiatore, le temperature all'uscita dal generatore di vapore dopo il surriscaldamento.

Per quanto concerne la discretizzazione spaziale adottata nello scambiatore per il surriscaldamento, si è scelto di suddividere l'area di scambio in 100 elementi, anche se la funzione permette di aumentare a piacimento tale numero di elementi.

Viene qui in seguito riportata la funzione Matlab:

```
function [Tvap_gen,Tss_gen,etha_s]=fun_scambiatore_nuovo(Ag, kg,
portata_ss, css, portata_vap, cvap, npunti, Tss)

% DATI
np=npunti;
Atot=Ag;
A=Atot/np; % [m^2]
k=kg; % [W/m^2]
mA=portata_ss; % [kg/s]
mB=portata_vap; % [kg/s]
cA=css; % [J/kg*°C]
cB=cvap; % [J/kg*°C]
hvs=2565.3*10^3; % [J/KgK]
h=146.68*10^3; % [J/KgK]
TA1=Tss; % Temperatura di ingresso del ss
To=295.042; % Temperatura vapore saturo a 80 bar
% Creazione matrici
for i=1:np*2
    xp=[xp k*A];
end
xx=diag(xp);
yp=[(-k*A-mA*cA) mB*cB];
for i=1:(np*2)/2-1
    y=[y yp];
end
zp=[(-k*A-mB*cB) mA*cA];
for i=1:(np*2)/2-1
    z=[z zp];
end
zz=[zz2 zz3'];
Asist=xx+yy+zz;
Bsist=[-mA*cA*TA1 0 0 ... 0 0 -mB*cB*To]; % Vettore dei termini noti
% Risoluzione sistema
C=inv(Asist);
C=C';
X=Bsist*C; % Vettore soluzione
j=1;
for i=1:np
    TuB(i)=X(j);
    j=j+2;
end
j=2;
for i=1:np
    TuA(i)=X(j);
    j=j+2;
end
Ti=TuA(np);
Ts=TuB(1);
Tu=Ti-(mB*(hvs-h))/(mA*cA); % Temperatura intermedia del ss
%% OUTPUT
Tss_gen=Tu;
Tvap_gen=Ts;
etha_s=(Ts-To)/(TA1-To);
```

6.3.3 Ciclo Rankine considerato

Per completare il dimensionamento dell'intero impianto, dopo aver modellato il serbatoio di accumulo e il generatore di vapore, rimane da implementare il ciclo di potenza a valle dell'impianto

Prima di tutto si illustrerà quale ciclo di potenza si è scelto e si simulerà il suo funzionamento in modo tale da garantire la generazione della potenza voluta.

L'implementazione che viene qui presentata consentirà quindi, dati come input alcune variabili di progetto ed in particolare la temperatura del *solar salt* (output dalla funzione illustrata nel paragrafo precedente), di ottenere il valore della portata di vapore tale da consentire che il ciclo generi la potenza voluta. Il tutto considerando un ciclo di Rankine con surriscaldamento [8].

Ricordando ciò che è stato detto nel paragrafo 1.2.4, per poter calcolare la potenza prodotta, in riferimento al ciclo di **Figura 6.9**, deve essere noto il valore dell'entalpia, sostanzialmente in ognuno dei punti del ciclo (esclusi i punti 2' - 2''). Una volta note le entalpie, la potenza meccanica utile può essere calcolata come segue:

$$W'_{mu} = [(h_{3'} - h_{3''}) + (h_{3'''} - h_4) - (h_2 - h_1)]\dot{m}_v \quad [6.30]$$

dove:

$\dot{m}_v$ = portata massica di vapore caratteristica del generatore di vapore.

Da tale valore è quindi possibile calcolare il valore della potenza elettrica prodotta per un certo intervallo di temperature considerato:

$$Pe = W'_{mu}\eta_e \quad [6.31]$$

dove:

$\eta_e = 0.9$ rendimento elettrico.

Inoltre si andrà a calcolare il corretto valore della portata di vapore in grado di garantire il funzionamento voluto. Questo verrà fatto considerando che il surriscaldamento avvenga a 500°, temperatura nominale di funzionamento dell'impianto.

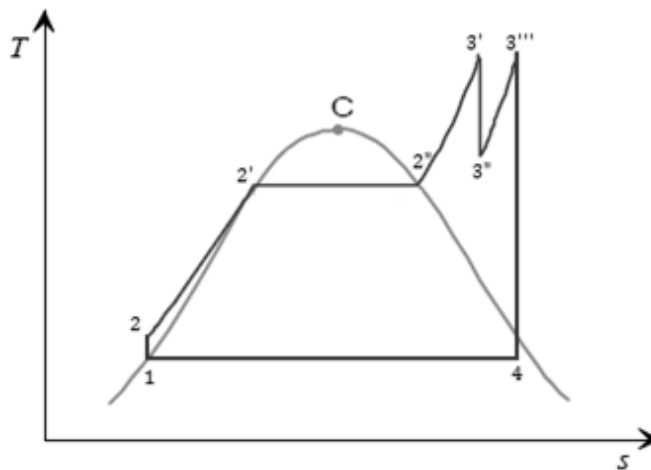


Figura 6.9 – Diagramma di stato T-s per ciclo Rankine con risurriscaldamento (fonte: 8).

Per iniziare è importante giustificare perché viene considerato un ciclo di Rankine con risurriscaldamento.

Oltre ai motivi spiegati in maniera più approfondita nel paragrafo 1.2.4, il risurriscaldamento consente di ottenere, nel punto 4, un titolo elevato. In particolare, per il caso considerato, essendo la temperatura dei punti 2 - 3' - 3''' prossima ai 500C°, si è visto che può essere raggiunto un valore del titolo prossimo a 0.9 con l'utilizzo di due espansioni in turbina, una ad alta pressione: 80 bar, ed una a bassa pressione: 20 bar.

Rimane da spiegare come sono state calcolate le entalpie per i vari punti del ciclo; si faccia riferimento oltre che alla **Figura 6.9**, anche allo schema di **Figura 6.10**.

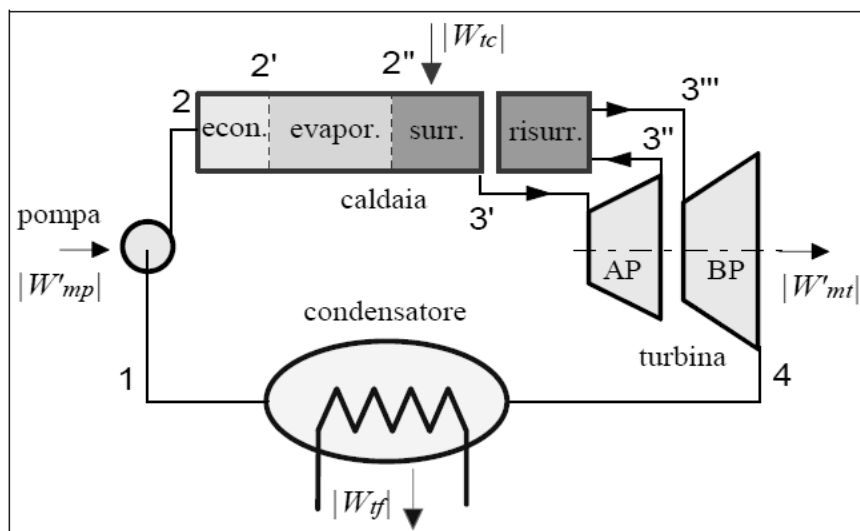


Figura 6.10 – Schema ciclo Rankine con risurriscaldamento (fonte: 8).

Viene spiegato, per ogni punto del ciclo, come sono state calcolate le principali grandezze di stato:

(1) Si consideri che prima di essere compresso il vapore si trovi a temperatura ambiente (35°C) e ad una pressione coincidente con quella a cui si deve tornare, pressione iniziale, con la seconda espansione della turbina (0.056 bar). I valori di entalpia e di entropia, essendo in un stato di liquido saturo, sono facilmente ricavabili in letteratura [28].

(2) All'uscita dalla pompa si tenga conto che la compressione è stata isoentropica e quindi il valore di entropia risulta già noto, uguale a quello del punto (1). Per quanto riguarda l'entalpia è ricavabile con la seguente relazione:

$$h_2 = h_1 + v(p_2 - p_1) \quad [6.32]$$

dove:

h_1 = entalpia punto 1

p_1 = pressione punto 1 (0.056 bar)

p_2 = pressione punto 2

v = volume specifico vapore

Si consideri che la pressione p_2 , coincide con quella del primo stadio di espansione in turbina (80 bar).

Per quanto riguarda il calcolo delle variabili di stato ed in particolare dell'entalpia nei punti 3' - 3'' - 3''' - 4, è stata costruita una tabella di dati, per un certo intervallo di temperature che va da 450°C a 535°C con un passo di incremento di 0.5°C, la quale verrà utilizzata in seguito come database di entalpie e di potenze meccaniche utili.

Costruito questo database, per una certa temperatura a cui si trova il vapore all'uscita dal generatore (legata al funzionamento del generatore di vapore e all'accumulo - paragrafo 6.3.1 – 6.3.2), si va a verificare a quale valore di temperatura della tabella essa si avvicina maggiormente e gli si attribuisce il corrispondente valore di entalpia e quindi di potenza meccanica utile. In questo modo, dalla temperatura nota del

vapore ad un certo istante di tempo, si ricava il corrispondente valore di potenza generato dal ciclo di Rankine in quel determinato istante.

(3') - (3''') Nella costruzione della tabella, per il calcolo di entalpie e entropie di tali punti si sono utilizzate delle apposite funzioni Excel. Per poter usufruire di quest'ultime si deve scaricare un libreria aggiuntiva: "TERMOTECNICA.xla", valida solo nelle condizioni di solo vapore.

Per una certa temperatura del vapore, output della funzione che simula il generatore di vapore (paragrafo 6.3.2), si ricerca nella tabella costruita il valore più vicino di temperatura, quindi è noto il corrispettivo valore di entalpia.

(3'') Il calcolo dell'entalpia e dell'entropia viene fatto come per i due punti precedenti, ma la sostanziale differenza sta sul valore della temperatura, la quale in questo caso non è più nota.

Essa viene ricavata per tentativi successivi: per ognuna delle temperature all'interno di un certo intervallo (con un determinato passo) viene calcolata l'entropia, fino a che quest'ultima assume lo stesso valore ottenuto per il punto 3' (espansione isoentropica), individuando la corretta temperatura. Noto tale valore si utilizza l'apposita funzione per calcolare l'entalpia.

(4) In questo caso non si ha più a che fare con solo vapore in quanto il punto 4 sta sotto la curva di Mollier; questo non consente di utilizzare le funzioni fornite dalla libreria Excel.

Per quanto riguarda la temperatura, dopo la seconda espansione in turbina si deve ritornare alla temperatura ambiente coincidente con la temperatura del punto 1 (35°C).

Per ricavare l'entalpia invece, viene utilizzata ancora una volta una strategia a tentativi successivi, in cui in questo caso viene variato il titolo a tal punto da ottenere un valore di entropia coincidente a quello del punto 3'''. Individuato il corretto valore del titolo si applica la seguente relazione:

$$h_4 = h_{vs}x_4 + h_{ls}(1 - x_4) \quad [6.33]$$

dove:

h_{vs} = entalpia vapore saturo

h_{ls} = entalpia liquido saturo

x_4 = titolo trovato per tentativi

Come è stato accennato nel paragrafo 1.2.4, nella realtà le trasformazioni di espansione all'interno dei due stadi della turbina non sono reversibili. Questo aspetto va assolutamente considerato per quanto riguarda le entalpie dei punti 3'' - 4.

Quanto spiegato finora infatti consente di ottenere le entalpie in questi punti trascurando le irreversibilità, quindi nel caso ideale. Serve una correzione di tali entalpie per rendere il modello più affidabile e vicino alla realtà.

In particolare quindi, definito un certo rendimento isoentalpico $\eta_{iso} = 0.9$, si possono calcolare i valori reali $h_{3''r}$, h_{4r} secondo le seguenti relazioni:

$$h_{3''r} = h_{3'} - (h_{3'} - h_{3''})\eta_{iso} \quad [6.34]$$

$$h_{4r} = h_{3'''} - (h_{3'''} - h_4)\eta_{iso} \quad [6.35]$$

dove:

$h_{3''}$, h_4 = entalpie ideali (senza irreversibilità)

Infine, dopo aver calcolato le entalpie dei punti 1 - 2 - 3' - 3''' e le entalpie reali dei punti 3'' - 4, si può procedere con il calcolo della potenza meccanica utile ed elettrica secondo le **equazioni 6.30 - 6.31**, ma tenendo conto delle irreversibilità nelle espansioni, ovvero sostituendo a $h_{3''}$ e h_4 i valori reali.

Un parametro molto importante che caratterizza il funzionamento del ciclo appena simulato è rappresentato dalla portata di vapore. Questa può essere ricavata dopo aver calcolato i valori delle entalpie e nota la potenza da generare. A tal scopo si considera che il surriscaldamento del vapore avvenga a 500°C. Questa ipotesi è sufficientemente corretta in quanto le temperature sono prossime a tale valore.

$$\dot{m}_v = \frac{P_{imp}}{[(h_{3'} - h_{3''r}) + (h_{3'''} - h_{4r}) - (h_2 - h_1)]\eta_e} \quad [6.36]$$

La portata di vapore risulterà utile anche per simulare il funzionamento del generatore di vapore e poterlo quindi dimensionare secondo la modellazione spiegata nel paragrafo 6.3.2.

6.3.3.1 Codice Matlab

L'implementazione di ciò che è stato detto nel paragrafo precedente è stata sviluppata principalmente in Excel proprio per poter sfruttare le funzioni disponibili e permettere quindi una migliore approssimazione dei risultati ottenuti.

In particolare il modello costruito consente di ottenere come output già un vettore di potenze elettriche generate dal ciclo Rankine per l'intervallo di temperature 450-535 °C.

3'			3''			3'''			4			Wmu [kW]	Pe [kW]
T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	Ti [°C]	hi [kJ/kg]	hr [kJ/kg]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	Ti [°C]	hi [kJ/kg]	hr [kJ/kg]		
450	3388,086	6,608221	252	2992,735	3032,27	450	3388,086	7,325717	35	2255,717	2368,954	105,368479	94,83163113
450,5	3389,084	6,609917	252,5	2993,733	3033,268	450,5	3389,084	7,327176	35	2255,717	2369,053	105,4373531	94,89361779
451	3390,082	6,611611	253	2994,731	3034,267	451	3390,082	7,328634	35	2255,717	2369,153	105,5061935	94,95557414
451,5	3391,081	6,613302	253,5	2995,73	3035,265	451,5	3391,081	7,330091	35	2255,717	2369,253	105,5750844	95,01757596
452	3392,079	6,614992	253,5	2995,73	3035,365	452	3392,079	7,331546	35	2255,717	2369,353	105,7127989	95,14151897
452,5	3393,077	6,616680	254	2996,728	3036,363	452,5	3393,077	7,333001	35	2255,717	2369,453	105,7816561	95,20349048
453	3394,076	6,618365	254,5	2997,726	3037,361	453	3394,076	7,334454	35	2255,717	2369,553	105,8505133	95,26546199
453,5	3395,074	6,620049	254,5	2997,726	3037,461	453,5	3395,074	7,335906	35	2255,717	2369,652	105,9882615	95,38943531
454	3396,073	6,621730	255	2998,725	3038,46	454	3396,073	7,337357	35	2258,135	2371,929	105,8902773	95,30124955
454,5	3397,071	6,623410	255,5	2999,723	3039,458	454,5	3397,071	7,338806	35	2258,135	2372,029	105,9591177	95,3632059
455	3398,069	6,625087	256	3000,721	3040,456	455	3398,069	7,340254	35	2258,135	2372,129	106,0280254	95,42522287
455,5	3399,068	6,626762	256	3000,721	3040,556	455,5	3399,068	7,341702	35	2260,554	2374,405	105,9989153	95,39902377
456	3400,066	6,628435	256,5	3001,72	3041,555	456	3400,066	7,343147	35	2260,554	2374,505	106,0677557	95,46098012
456,5	3401,064	6,630106	257	3002,718	3042,553	456,5	3401,064	7,344592	35	2260,554	2374,605	106,1366129	95,52295163
457	3402,063	6,631776	257	3002,718	3042,653	457	3402,063	7,346035	35	2262,973	2376,882	106,1075365	95,49678284
457,5	3403,061	6,633443	257,5	3003,717	3043,651	457,5	3403,061	7,347477	35	2260,554	2374,805	106,3432183	95,70889646
458	3404,059	6,635108	258	3004,715	3044,65	458	3404,059	7,348918	35	2262,973	2377,081	106,2452341	95,62071069
458,5	3405,058	6,636771	258,5	3005,713	3045,648	458,5	3405,058	7,350358	35	2262,973	2377,181	106,314125	95,68271251
459	3406,056	6,638432	258,5	3005,713	3045,748	459	3406,056	7,351796	35	2262,973	2377,281	106,4518058	95,80662521
459,5	3407,054	6,640090	259	3006,712	3046,746	459,5	3407,054	7,353233	35	2265,391	2379,557	106,3538721	95,71848492
460	3408,053	6,641747	259,5	3007,71	3047,744	460	3408,053	7,35467	35	2265,391	2379,657	106,422763	95,78048673
460,5	3409,051	6,643403	259,5	3007,71	3047,844	460,5	3409,051	7,356105	35	2265,391	2379,757	106,5604775	95,90442975

Tabella 6.3 – Foglio Excel per il calcolo della potenza prodotta dal ciclo Rankine.

Il database di dati così costruito, viene poi combinato con il programma principale in Matlab (spiegato nei paragrafi precedenti) che simula il funzionamento del generatore di vapore e lo scambio termico nel serbatoio di accumulo. In particolare

viene costruito un vettore contenente: le temperature tabulate (prima colonna di **Tabella 6.3**) e i rispettivi valori di potenza generata (ultima colonna).

In base alla temperatura dal vapore, per ogni istante di tempo, grazie ad una ricerca in tale vettore, si conoscerà così direttamente il valore associato di potenza generata.

Viene riportata anche una parte del programma principale in cui si interagisce con il file Excel nel quale è implementato il calcolo della potenza prodotta e viene richiamata la funzione che simula il funzionamento del generatore di vapore (spiegata nel paragrafo 6.3.2).

```
Tvap_sur=[];
Wm_tab=[];
for m=1:100
    Tvap_sur=[Tvap_sur xlsread('Tvap_sur2.xlsx')];
    Wm_tab=[Wm_tab xlsread('Wm_tab.xlsx')];
end
[Tvap_scamb(j+1,:), Tss_scamb(j+1,:)] = fun_scambiatore(Ag, Kg,
portata_ss, css, portata_vap, cvap, np, Tss(j+1));
Tvap(j+1) = Tvap_scamb(j+1,np);
T3_ciclo(j+1) = Tvap(j+1);
if Tvap(j+1) >= 450
    u=1;
    errore=100;
    while (errore > 0.25) && (u < 100)
        errore1 = abs(Tvap_sur(u) - T3_ciclo(j+1));
        errore2 = abs(Tvap_sur(u+1) - T3_ciclo(j+1));
        if errore1 < errore2
            errore = errore1;
        else
            errore = errore2;
        end
        u = u + 1;
    end
    if (u <= 100)
        if errore1 < errore2
            Wm_utile(j+1) = Wm_tab(u-1);
        else
            Wm_utile(j+1) = Wm_tab(u);
        end
    else
        disp('Potenza non trovata!');
    end
else
    Wm_utile(j+1) = 0;
end
Pe(j+1) = Wm_utile(j+1) * etha;
```


Capitolo 7

Risultati delle simulazioni

I modelli spiegati e implementati nel capitolo precedente sono stati applicati a particolari impianti e in seguito verranno illustrati i risultati ottenuti.

Per l'impianto a due serbatoi i risultati ottenuti dalla simulazione verranno confrontati con i dati, trovati in letteratura, relativi all'impianto del progetto “*Archimede Solar Energy*” situato a Priolo Gargallo (SR) in Sicilia [29]; in questo modo sarà possibile convalidare il modello.

Infine, per quanto concerne il modello ad unico serbatoio, le simulazioni verranno fatte per un impianto prototipo da 100 kWe e saranno messi a confronto due casi: uno in cui nell'unico serbatoio sia presente solamente *solar salt*, e l'altro in cui si fa uso del materiale PCM.

Di quest'ultima tipologia impiantistica, ad unico serbatoio, non sarà però possibile un confronto con dati reali in quanto non sono ancora in funzione impianti che sfruttano tale soluzione.

7.1 La radiazione solare

Come spiegato nel paragrafo 6.1, il codice implementato comprende una funzione utile al calcolo dei parametri solari per identificare, ad ogni ora di simulazione, la posizione del sole. Con tale informazione, noto l'orientamento della superficie, è possibile ricavare l'angolo di incidenza dei raggi solari sulla superficie e di conseguenza proiettare la radiazione solare incidente.

Per entrambe le soluzioni impiantistiche, il programma consente, tra i numerosi output, di rappresentare graficamente, l'andamento dei parametri solari. In seguito

vengono riportati i grafici giornalieri e annuali. Per simulazioni comprendenti più anni tali andamenti risulterebbero ripetuti.

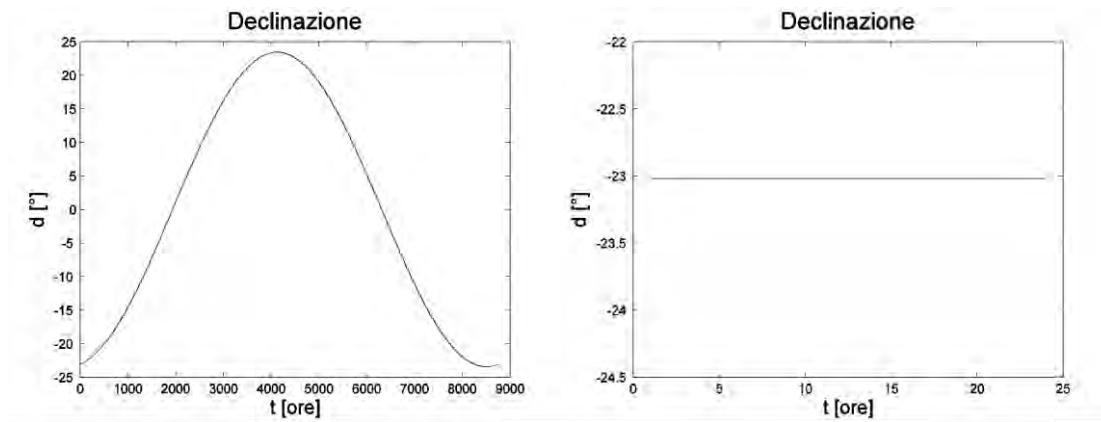


Figura 7.1 – Andamento annuo e giornaliero della declinazione.

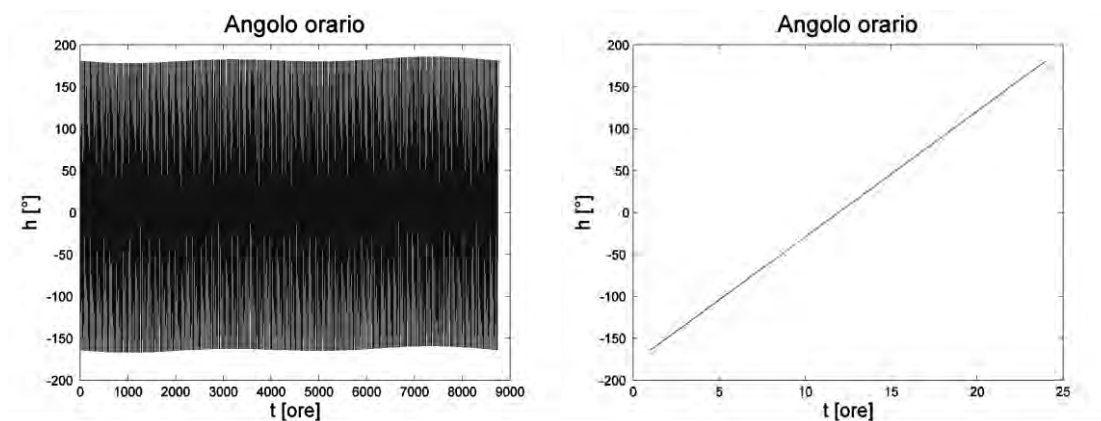


Figura 7.2 – Andamento annuo e giornaliero dell'angolo orario.

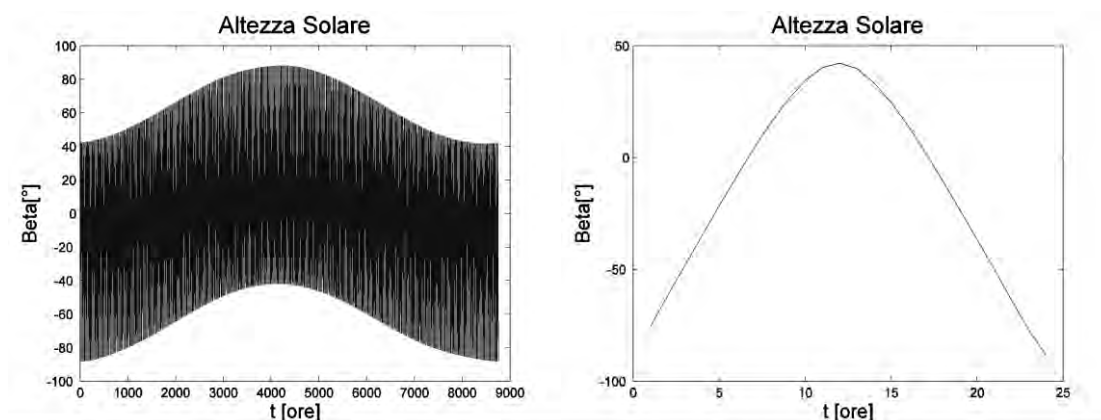


Figura 7.3 – Andamento annuo e giornaliero dell'altezza solare.

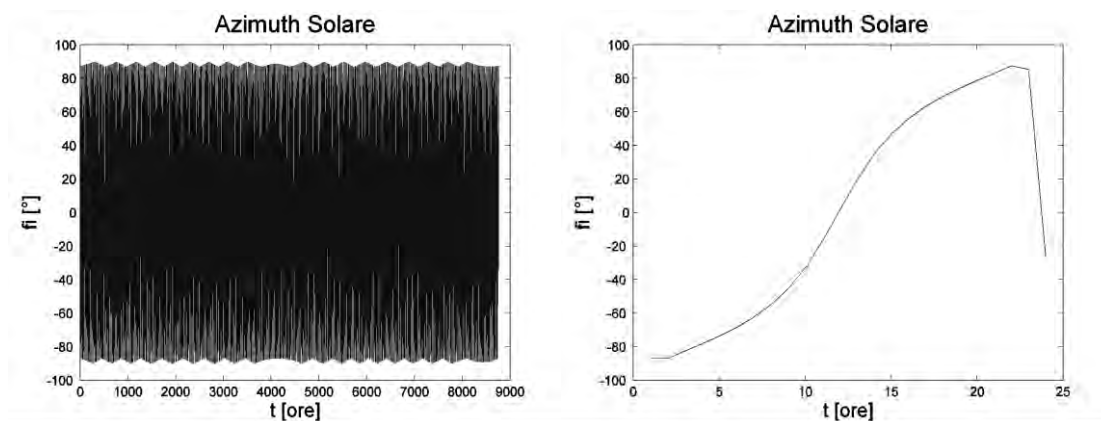


Figura 7.4 – Andamento annuo e giornaliero dell'azimuth solare.

E' inoltre utile riportare l'andamento della radiazione solare, in riferimento ai valori di radiazione contenuti nel TRY di Riyad in Arabia Saudita.

In particolare, noto l'angolo di incidenza, è quindi possibile calcolare (paragrafo 6.1) le componenti diretta e diffusa della radiazione proiettata. Si consideri la superficie avente un angolo di Tilt di 45° e Azimuth 0° .

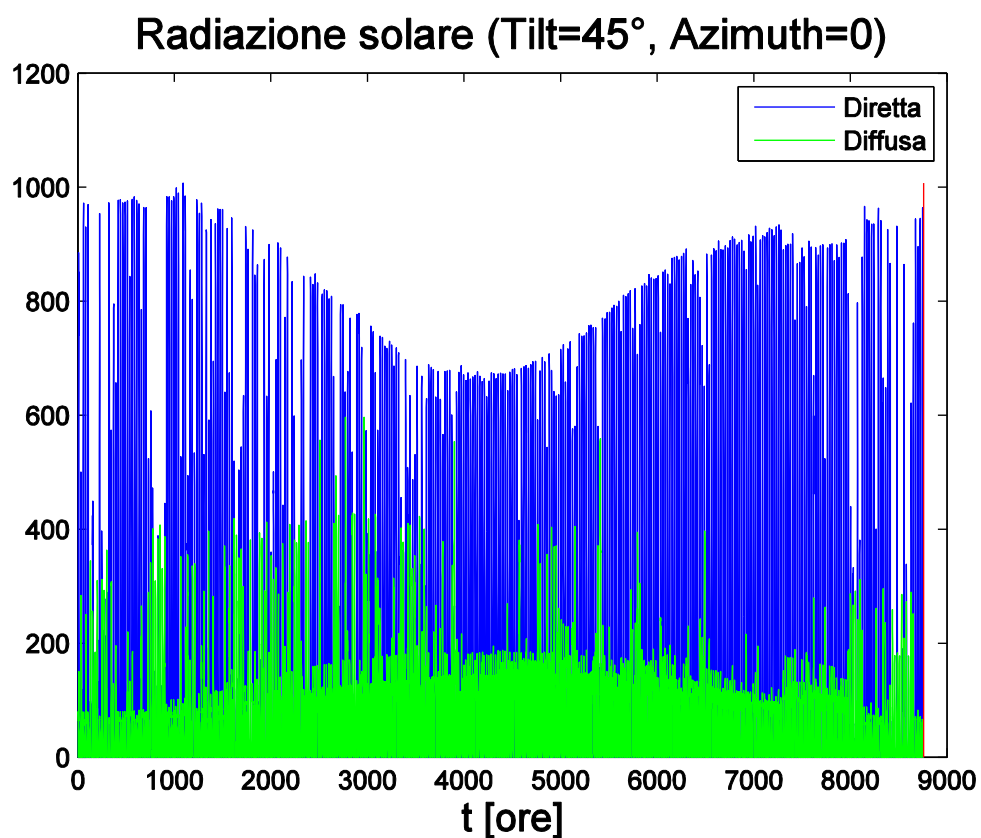


Figura 7.5 – Andamento annuo della radiazione diretta e diffusa per la superficie orientata a Riyad.

Successivamente viene calcolato il flusso termico di ingresso al sistema serbatoio utile a risolvere gli scambi termici. Di tale parametro viene rappresentato l'andamento sia in riferimento alla radiazione proiettata, illustrata nel grafico precedente, sia alla radiazione rispetto all'orizzontale.

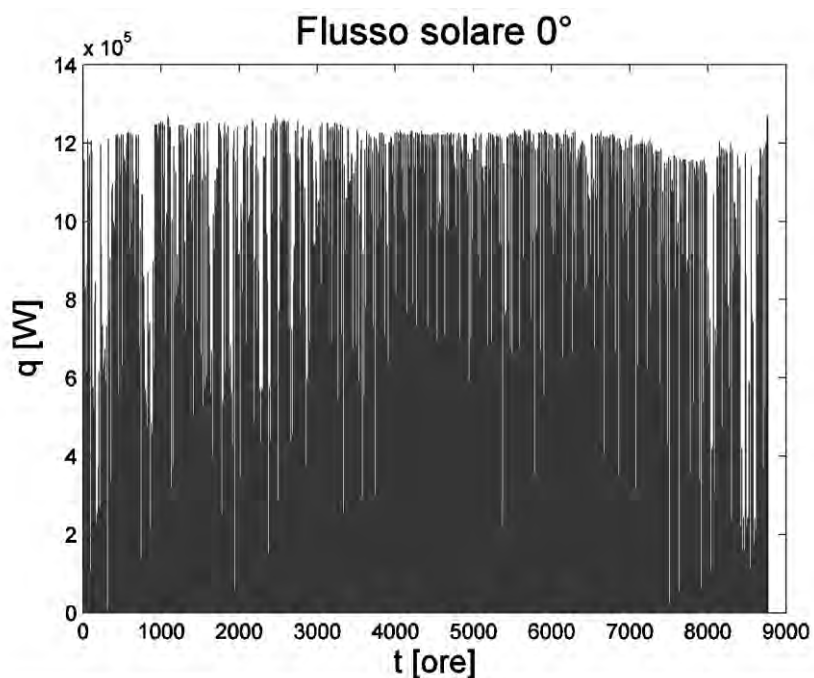


Figura 7.6 – Andamento annuo del flusso solare calcolato con radiazione all'orizzontale.

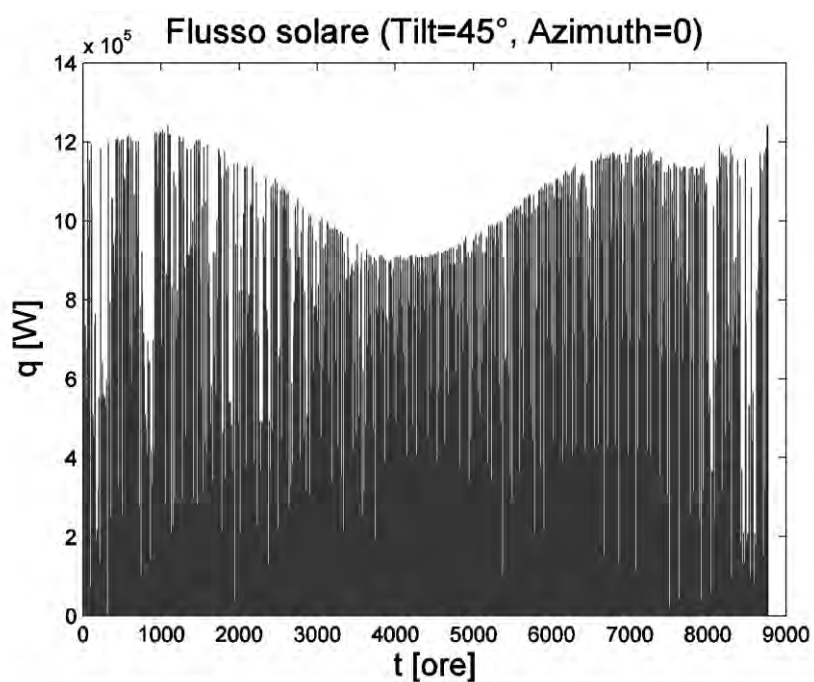


Figura 7.7 – Andamento annuo del flusso solare calcolato con radiazione proiettata.

7.2 Modello termodinamico dell'impianto con due serbatoi

7.2.1 Validazione modello

La soluzione impiantistica ad due serbatoi, spiegata nel paragrafo 6.2, è una soluzione che già è stata adottata e attualmente esistono alcuni impianti che ne fanno uso. In particolare per poter validare il modello implementato in questa Tesi, si è scelto di utilizzare i dati relativi all'impianto “*Archimede solar energy*” presente a Priolo Gargallo (SR) in Sicilia [16], che attualmente viene utilizzato, in supporto alla stazione elettrica ENEL, per un totale di 1900 ore all'anno corrispondente a 6.5 ore di “storage”.

Prima di mostrare i risultati della simulazione vengono riportati in **Tabella 7.1** i dati caratteristici di tale impianto dove in particolare sono esplicitate anche la massa di *solar salt* e la dimensione dei due serbatoi.

Superficie occupata	8	Ettari
Radiazione solare di progetto	1936	kWh/m2/anno
Produzione annuale attesa	9,2	GWh/anno
Superficie del campo solare	31.860	m ²
Fabbricante collettori	COMES	
Fabbricante pannelli riflettenti	Ronda Reflex	
Fabbricante tubi ricevitori	Archimede Solar Energy	
Fabbricante turbina	Tosi	
Potenza elettrica lorda	5,0	MW
Potenza elettrica netta	4,72	MW
Pressione del Ciclo di potenza	93,83	Bar
Raffreddamento	Acqua di mare	
Efficienza turbina (2)	39,3	%
Efficienza annuale lorda (3)	15,6	%
Capacità accumulo	80	MWhth
Contenuto serbatoi	1.580	t
Altezza serbatoi	6,5	m
Diametro serbatoi	13,5	m

Tabella 7.1 – Dati sintetici dell'impianto “Archimede Solar Energy” (fonte: 29)

Nel programma implementato si sono inseriti come input: l'area efficace, le ore di "storage", la potenza elettrica netta e le temperature del fluido all'ingresso e all'uscita dal serbatoio caldo (oltre ad altri parametri impiantistici e a quelli caratteristici del *solar salt*), allo scopo di ottenere una stima della massa e quindi del volume dei serbatoi di *solar salt* e confrontarla con i valore effettivi riportati in **Tabella 7.1**.

Di seguito vengono quindi riportati i dati principali e i risultati della simulazione:

%% DATI IMPIANTO %%

- Potenza dell'impianto = 4.72 MW
- Rendimento ciclo di Rankine = 0.393
- Temperatura ingresso = 290 °C
- Temperatura uscita = 550 °C
- Area esposta al sole = 10507.4974 m²
- Ore di accensione in un anno = 1900 ore
- Tempo di storage = 6.5 ore

%% DATI SIMULAZIONE %%

- Tempo di osservazione = 8760 ore
- Passo temporale = 3600 s

%% DATI SITO %%

- Latitudine [N] = 24.7°
- Longitudine [E] = -46.8°
- Fuso = -45°

%% DATI ORIENTAZIONE SUPERFICIE %%

- Angolo di Tilt superficie = 45°
- Azimuth superficie = 0°

%% DATI RADIAZIONE MEDIA INCIDENTE SULLA SUPERFICIE %%

- Radiazione Diretta = 184.3404 W/m²
- Radiazione Diffusa = 63.5728 W/m²
- Radiazione Globale = 247.9132 W/m²

%% DATI SOLAR SALT %%

- Calore specifico = 1600 J/kg*°C
- Densità = 1698 kg/m³
- Massa iniziale = 87000 kg

%% DATI SERBATOIO %%

- Massa iniziale = 87000 kg
- Minima massa di uscita = 1163.3221 kg
- Massima massa di uscita = 764379.6431 kg
- Massa finale = 87000.8121 kg
- Volume = 450.1647 m³

Inoltre il programma consente di stampare l'andamento della massa del serbatoio caldo, calcolata ad ogni ora per tutto il tempo di simulazione, secondo l'**equazione 6.16**:

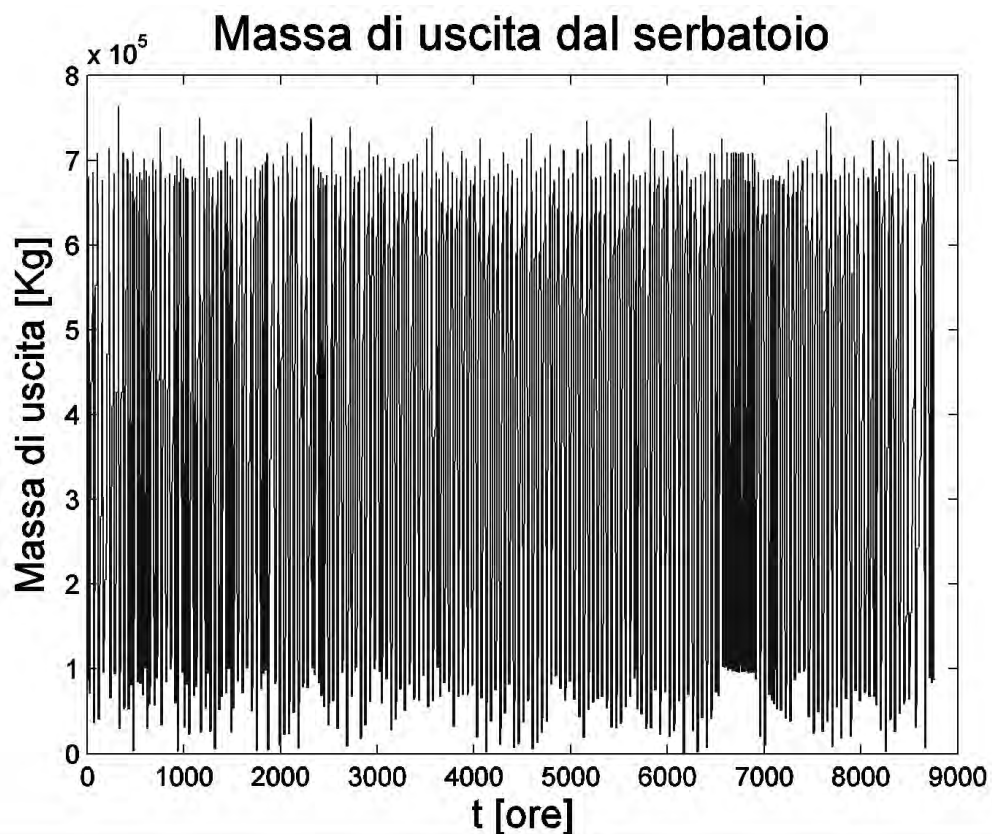


Figura 7.8 – Andamento annuo della massa di solar salt.

L'andamento è relativo ad un anno di simulazione ed il valore di massa che interessa per dimensionare il serbatoio caldo, e di conseguenza quello freddo, è il valore massimo risultante dalla simulazione.

Dai dati reali dell'impianto riportati in **Tabella 7.1** si può facilmente dedurre che l'impianto utilizza due serbatoi, aventi un volume rispettivamente di $V_s = 930.4 \text{ m}^3$, che contiene una massa complessiva di solar salt: $m_{ss} = 1580 \text{ t}$.

Confrontando tali informazioni con le rispettive ottenute dalla simulazione: $V_s = 450.1647 \text{ m}^3$ e $m_{ss} = 764.38 \text{ t}$, si possono notare delle discrepanze sulla massa utile al corretto funzionamento dell'impianto.

Possiamo però attribuire queste discrepanze ad una serie di ipotesi e semplificazioni relative alla costruzione del modello di simulazione:

1. non avendo trovato in letteratura dei TRY sufficientemente affidabili, discretizzati in intervalli di tempo orari, si è deciso di utilizzare dei dati di radiazione non relativi alla Sicilia ma a Riyad. Anche se mediamente la radiazione globale risulta discretamente vicina, già questo può rappresentare un fattore di errore.

In particolare infatti il valore di massa deve diminuire all'aumentare della radiazione solare media e questo è verificato, essendo maggiore per Riyad rispetto a quella di Priolo Gargallo [29];

2. come spiegato nel paragrafo 6.2, per stimare il valore della massa di *solar salt* è stata utilizzata una procedura per tentativi successivi che richiede il raggiungimento di una condizione di convergenza. Confrontando il valore iniziale di massa $m_{ss_i} = 87000 \text{ kg}$ e quello finale $m_{ss_f} = 87000.81 \text{ kg}$, si può considerare che la convergenza sia stata raggiunta anche se inevitabilmente la tecnica stessa introduce una piccola percentuale di errore;
3. la massa risultate dalla simulazione non tiene conto di una serie di masse aggiuntive, che in un modello reale di impianto devono inevitabilmente essere introdotte per un corretto funzionamento. Queste sono attribuibili ad aspetti impiantistici e gestionali dell'impianto:

- a. volume morto nei serbatoi per il pescaggio delle pompe;
- b. volume di sale nel campo solare (collettori e stringhe);
- c. volume di sale nel generatore di vapore;
- d. consumo di sale per il raggiungimento delle condizioni di esercizio.

Questi contributi da aggiungere alla massa risultante dalla simulazione consentono di giustificare il valore ottenuto con la simulazione.

7.3 Modello termodinamico dell'impianto con un serbatoio

Per quanto riguarda la soluzione impiantistica ad unico serbatoio, spiegata nel paragrafo 6.3, non esistono attualmente in letteratura dati utili alla validazione del modello, in quanto questo tipo di impianto è ancora in fase di studio e valutazione.

L'applicazione del codice di simulazione implementato viene applicato ad un impianto prototipo caratterizzato da una potenza di 100 kWe. Questo requisito è stato indicato dall'Azienda EIE Group; in ogni caso il codice implementato è applicabile a impianti di qualsiasi taglia.

Come dati di radiazione solare si sono considerati ancora una volta quelli di Riyadh in Arabia Saudita, illustrati nel paragrafo 7.1.

Un ulteriore requisito di simulazione è relativo al tempo di funzionamento dell'impianto. A tal proposito si tenga in considerazione che, diversamente da quanto simulato per l'impianto a due serbatoi, in queste simulazioni non verrà stabilito un numero di ore annue di funzionamento, ma l'impianto verrà simulato nel suo funzionamento ininterrottamente per 2 anni. Questo in quanto l'idea è quella di farlo funzionare, una volta raggiunta la condizione di regime, come unica fonte di energia e non in supporto alle tradizionali stazioni elettriche. Inoltre verrà considerato come funzionamento di riferimento quello relativo al secondo anno nel quale si è già raggiunta la condizione di regime.

Per poter valutare effettivamente quali possano essere i vantaggi nell'utilizzo di materiali PCM, in supporto al *solar salt*, come mezzo per immagazzinare calore, si è deciso di simulare sia l'impianto più tradizionale in cui è presente solo *solar salt*, sia

l'impianto più innovativo in cui si aggiunge il materiale a transizione di fase nel serbatoio di accumulo. Questo ha consentito di confrontare i risultati e estrapolare alcune informazioni importanti sui vantaggi introdotti dalla nuova soluzione.

Per le due tipologie di impianto verranno riportati i dati di input utilizzati e i rispettivi dati di output. Saranno visualizzati i grafici che descrivono l'andamento dei principali parametri di funzionamento durante il tempo di simulazione.

7.3.1 Impianto prototipo senza PCM

Prima di simulare l'impianto innovativo nel quale vengono sfruttate le proprietà del materiale PCM, viene preso in considerazione l'impianto caratterizzato sempre da un unico serbatoio ma in cui è presente solo *solar salt*. Esso svolge in questo caso sia la funzione di fluido termovettore che di fluido d'accumulo.

Come già detto la simulazione viene fatta per un impianto prototipo da 100 kWe per un funzionamento di due anni. Il primo anno viene simulato per garantire il raggiungimento della condizione di regime, in quanto inizialmente il *solar salt* viene considerato a temperatura ambiente, il secondo invece rappresenta l'anno di funzionamento effettivo del quale quindi si andrà a calcolare l'energia prodotta.

Vengono riportati i dati utilizzati per tale simulazione, in cui, come già detto, non si considera la presenza del materiale a transizione di fase:

%% DATI IMPIANTO %%

- Potenza dell'impianto = 0.1 MW
- Area esposta al sole = 896.3711 m²
- Temperatura accensione impianto = 500 °C

%% DATI SIMULAZIONE %%

- Tempo di osservazione = 17520 ore
- Passo temporale = 3600 s

%% DATI SITO %%

- Latitudine [N] = 24.7°
- Longitudine [E] = -46.8°
- Fuso = -45°

%% DATI ORIENTAZIONE SUPERFICIE %%

- Angolo di Tilt superficie = 45°
- Azimuth superficie = 0°

%% DATI RADIAZIONE MEDIA INCIDENTE SULLA SUPERFICIE %%

- Radiazione Diretta = 184.3396 W/m^2
- Radiazione Diffusa = 63.5728 W/m^2
- Radiazione Globale = 247.9124 W/m^2

%% DATI SOLAR SALT %%

- Temperatura limite alto = 600°C
- Temperatura limite basso = 265°C
- Calore specifico = $1600 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
- Densità = 1870 Kg/m^3
- Massa = 2500000 Kg
- Volume = 1336.8984 m^3

%% DATI SERBATOIO DI ACCUMULO %%

- **Volume totale = 1336.8988 m^3**
- **Altezza serbatoio = 5 m**
- **Diametro serbatoio = 18.451 m**

%% DATI GENERATORE DI VAPORE %%

- Portata di *solar salt* = 2 kg/s
- Portata di vapore = 0.08 kg/s
- Calore specifico vapore = $1940 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
- Area scambiatore = 1 m^2
- Coefficiente di scambio convettivo = $300 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Rendimento scambiatore = 0.84474

Oltre alle informazioni relative alla radiazione solare, quindi al luogo considerato, e ai parametri di orientamento della superficie di captazione sono riportati anche le principali caratteristiche del *solar salt* considerato (vedi paragrafo 3.2).

Infine sono riportati anche i dati caratteristici del generatore di vapore/scambiatore posto a valle dell'accumulo che, nel ciclo Rankine consentono la generazione della potenza voluta.

In particolare i valori delle portate e del rendimento dello scambiatore, sono gli output dei programmi che simulano il funzionamento del ciclo Rankine con risurriscaldamento e del generatore di vapore modellati nei paragrafi 6.3.1 e 6.3.2. L'area di scambio e il coefficiente di scambio sono dati di input imposti dall'utente. Per quest'ultimi si andrà a verificare la correttezza dell'ipotesi nel capitolo 8.

Dopo aver illustrato tutti i parametri di input al nostro programma principale, riportiamo in seguito i risultati di masse e volumi ottenuti per questa simulazione:

RISULTATI SIMULAZIONE

- Massa SOLAR SALT = 2500000 Kg
- Volume SOLAR SALT = 1336,8988 m³

DIMENSIONAMENTO SERBATOIO DI ACCUMULO

- Volume totale = 1604,2785 m³
- Altezza serbatoio = 5 m
- Diametro serbatoio = 18,451 m

Questi sono i dati ottenuti nelle condizioni sopra illustrate che consentono di dimensionare in linea di massima il serbatoio di accumulo.

Come spiegato nel paragrafo 6.3 la massa viene ricavata per tentativi, a tal punto che consenta di ottenere andamenti in temperatura del *solar salt* accettabili. In particolare il valore ottenuto rappresenta la minima massa che consenta di rispettare i seguenti due requisiti:

- a) la temperatura del vapore nel ciclo Rankine non superi i 535°C, valore limite di funzionamento per tali cicli di potenza;
- b) la temperatura del *solar salt* non scenda al di sotto della sua temperatura di solidificazione: 265°C (paragrafo 3.2).

Vengono quindi riportati i grafici di output della simulazione per poter verificare il corretto funzionamento. Per ogni parametro rappresentato vengono messi in evidenza gli andamenti nel tempo sia per i primi due anni sia per il solo secondo anno, in modo da mostrare il raggiungimento della condizione di regime e l'andamento dei parametri in un anno di funzionamento tipico dell'impianto.

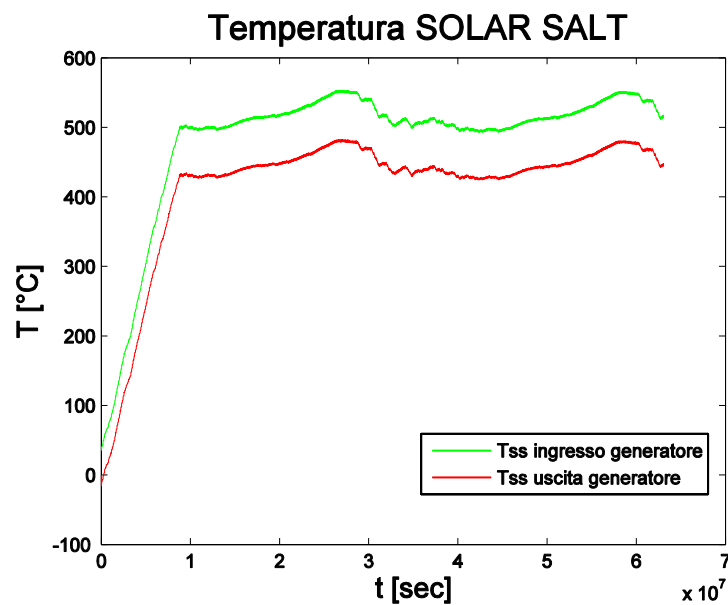


Figura 7.9 – Andamento della temperatura del solar salt per due anni.

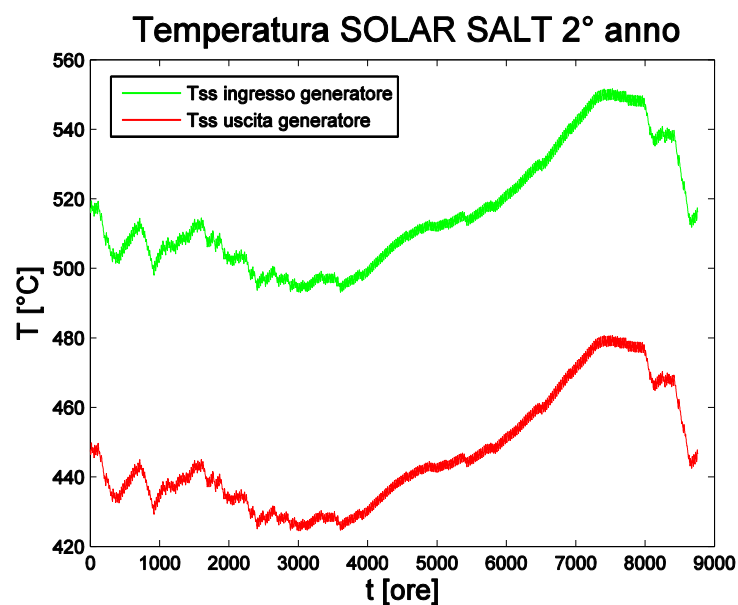


Figura 7.10 – Andamento della temperatura del solar salt per il secondo anno.

Temperatura vapore all'uscita della scambiatore

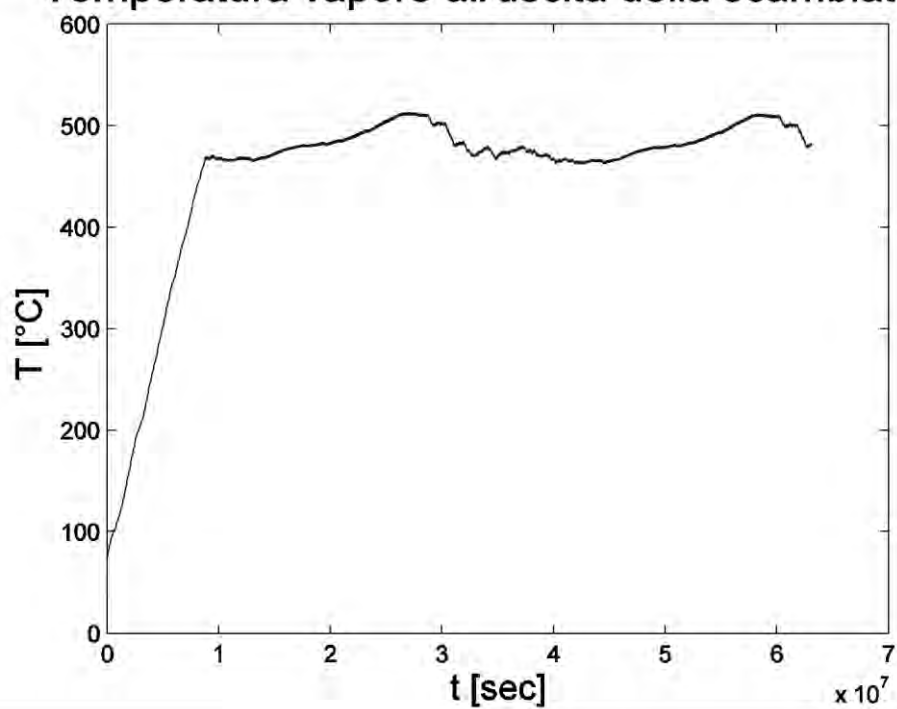


Figura 7.11 – Andamento della temperatura del vapore per due anni.

Temperatura vapore all'uscita della scambiatore 2° anno

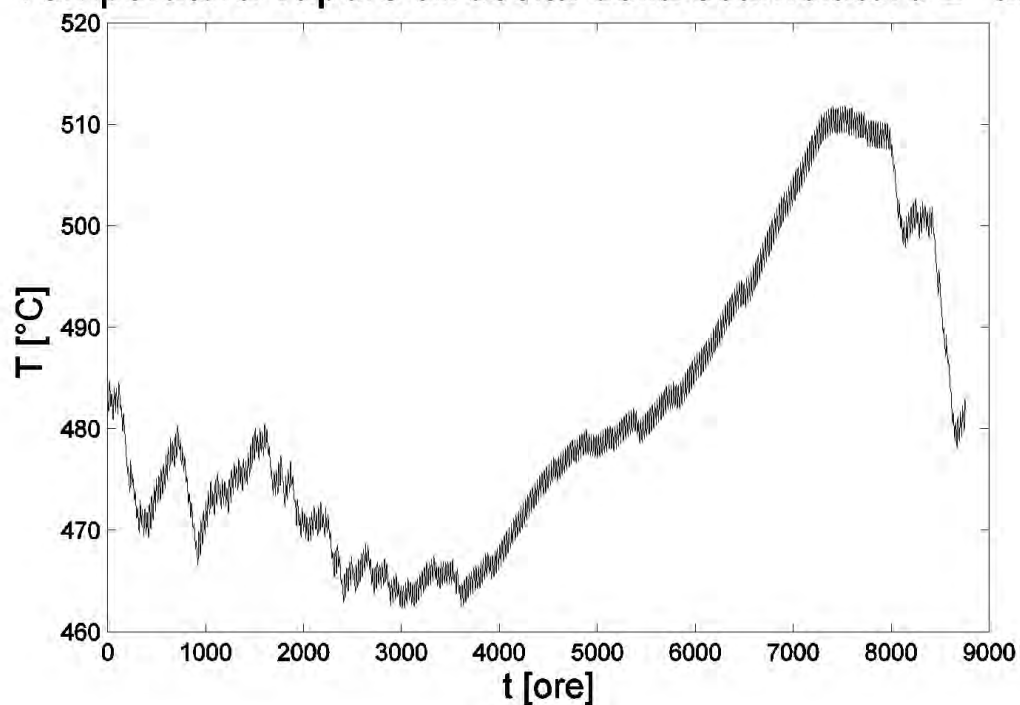


Figura 7.12 – Andamento della temperatura del vapore per il secondo anno.

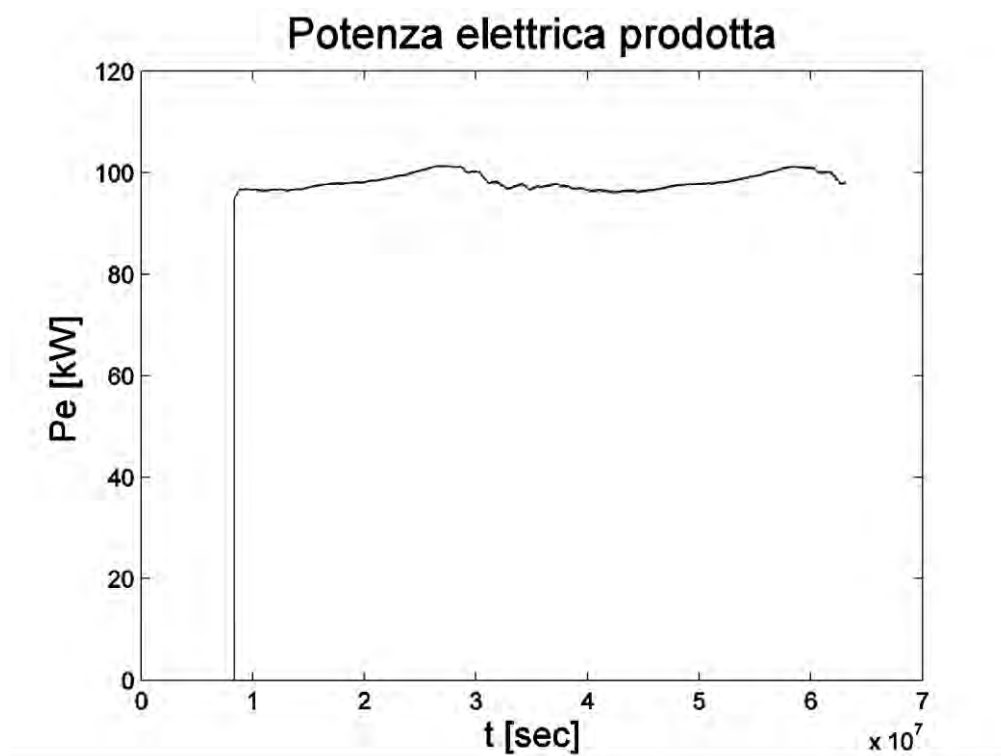


Figura 7.13 – Andamento della potenza elettrica prodotta per due anni.

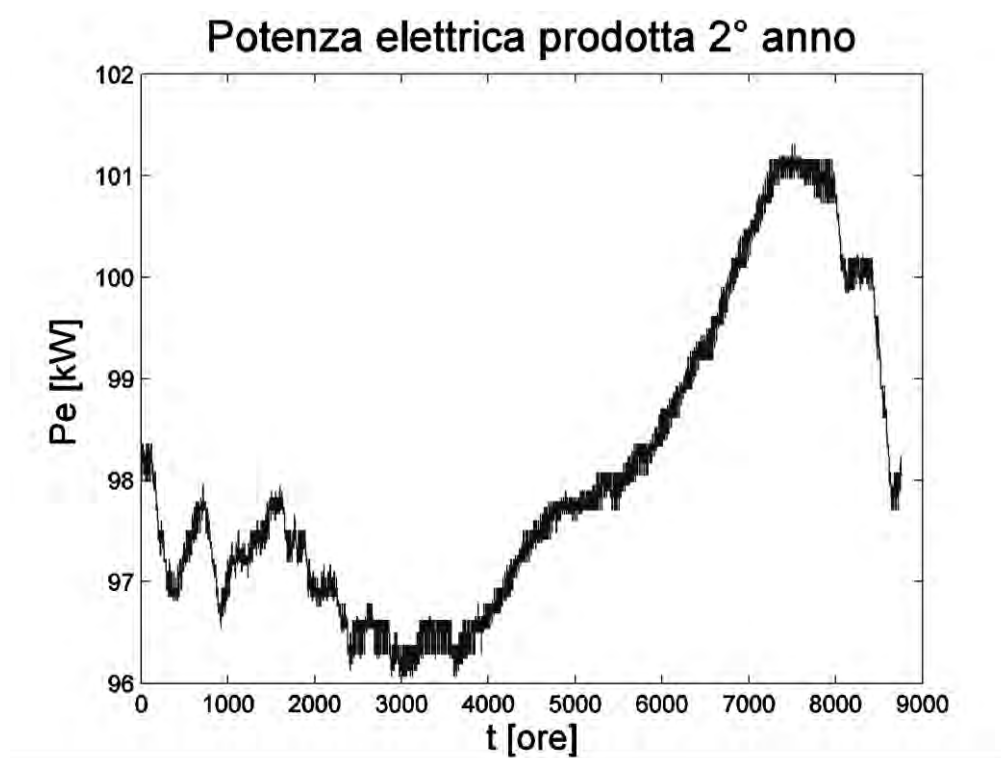


Figura 7.14 – Andamento della potenza elettrica prodotta per il secondo anno.

Dal grafico di **Figura 7.12** è facile verificare che la temperatura del vapore non supera la temperatura limite superiore di funzionamento del ciclo di potenza (535°C). Mentre da **Figura 7.10** si può verificare che il *solar salt* non scende al di sotto della sua temperatura limite inferiore (265°C) durante il funzionamento nominale. Questo garantisce che il funzionamento sia quello voluto e quindi che la massa ottenuta sia quella corretta.

Per un confronto in una fase successiva è utile calcolare anche il valore dell'energia prodotta annualmente dall'impianto. Questo calcolo viene fatto sommando il valore di potenza elettrica prodotta in ogni ora per l'intero anno. Ancora una volta si considera il secondo anno per evitare la fase transitoria di raggiungimento della condizione di regime a partire dalle condizioni iniziali.

Per questo impianto si ottiene:

$$E_{annua} = 8.5905 \cdot 10^5 \frac{kWh}{anno}$$

7.3.2 Impianto prototipo con PCM

A questo punto riportiamo anche i risultati per l'impianto innovativo che comprende nel serbatoio non solo una certa massa di *solar salt*, ma anche il materiale a transizione di fase. I parametri caratteristici di quest'ultimo sono stati già illustrati nel paragrafo 4.4.1 e verranno di seguito riportati.

I requisiti di potenza e il tempo di funzionamento sono i medesimi della simulazione precedente.

Ancora una volta riportiamo i dati di input per il programma principale, ricordando che alcuni sono stati ottenuti dai codici di simulazione del ciclo di potenza e del generatore di vapore.

Per quanto riguarda la radiazione solare, la località, l'orientamento della superficie di captazione e i dati caratteristici del generatore di vapore sono gli stessi della simulazione precedente.

%% DATI PCM %%

- Temperatura cambio di fase = 500 °C
- Calore specifico stato solido = 2842 J/kg*°C
- Calore specifico stato liquido = 2842 J/kg*°C
- Calore latente specifico = 300000 J/kg
- Densità = 2220 Kg/m³
- **Massa = 900000 Kg**

%% DATI SOLAR SALT %%

- Temperatura limite alto = 600 °C
- Temperatura limite basso = 265 °C
- Calore specifico = 1600 J/kg*°C
- Densità = 1870 Kg/m³
- **Massa = 300000 Kg**

%% DATI SERBATOIO DI ACCUMULO %%

- **K*A richiesto = 7500000 W/K**
- **Densità di impaccamento richiesta = 0.71648**
- **Volume totale = 565.8332 m³**
- **Altezza serbatoio = 5 m**
- **Diametro serbatoio = 12.0037 m**

Importanza maggiore, rispetto al caso precedente, ha il prodotto KA caratteristico dello scambio termico tra *solar salt* e PCM. Sia il valore dell'area che del coefficiente di scambio convettivo vengono in questa simulazione ipotizzati. Tali parametri verranno calcolati con appositi modelli matematici nel capitolo 8, motivando le scelte.

Riassumiamo anche per questa simulazione i valori di masse e volume ottenuti per un corretto funzionamento in temperatura dell'impianto. Si noti che in questo caso l'output con cui si ha a che fare è rappresentato da: una certa massa di *solar salt* e una di PCM. Mentre il volume complessivo caratteristico del serbatoio di accumulo sarà la somma tra i volumi occupati dalle due sostanze.

RISULTATI SIMULAZIONE

- Massa PCM = 900000 Kg
- Volume PCM = 405,4054 m³
- Massa SOLAR SALT = 300000 Kg
- Volume SOLAR SALT = 160,4278 m³

DIMENSIONAMENTO SERBATOIO DI ACCUMULO

- **K*A richiesto = 7500000 W/K**
- **Densità impaccamento reale = 0,71648**
- **Volume totale = 565,8332 m³**
- **Altezza serbatoio = 5 m**
- **Diametro serbatoio = 12,0037 m**

Le condizioni di corretto funzionamento dell'impianto sono diverse dal caso precedente. In particolare il valore ottenuto rappresenta il minimo per entrambe le masse tale da rispettare i seguenti requisiti:

- a) la temperatura del vapore nel ciclo Rankine non superi i 535°C, valore limite di funzionamento per tali cicli di potenza;
- b) la temperatura del *solar salt* non scenda al di sotto della sua temperatura di solidificazione: 265°C.
- c) il valore del titolo del PCM, durante il funzionamento, rimanga il più possibile compreso tra 0 e 1, in modo da garantire un comportamento più stabile in temperatura del *solar salt* e di conseguenza del vapore;
- d) l'impianto produca un valore di energia annua molto simile a quello relativo all'impianto senza PCM.

Riportiamo i grafici degli andamenti in temperatura di PCM, *solar salt* e del vapore, e inoltre l'andamento del titolo del PCM durante tutto il tempo di simulazione.

Anche questo impianto verrà simulato per due anni e si andrà a considerare il secondo anno per il calcolo dell'energia prodotta, considerando ancora una volta che il primo sia utile al raggiungimento della condizione di regime.

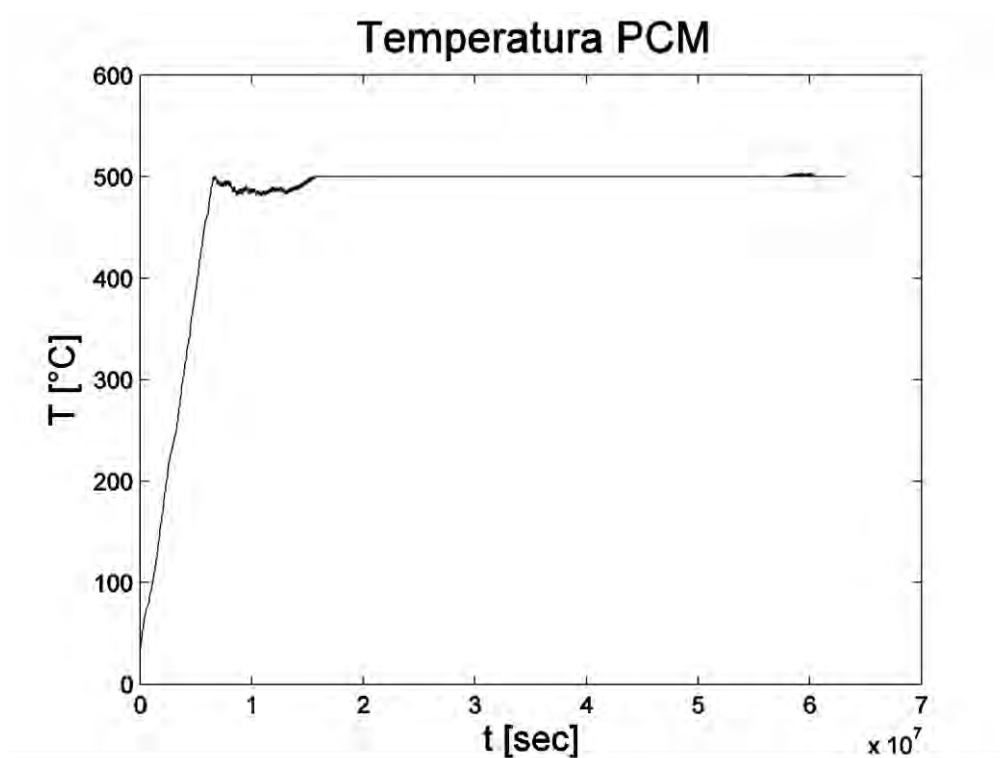


Figura 7.15 – Andamento della temperatura del PCM per due anni.

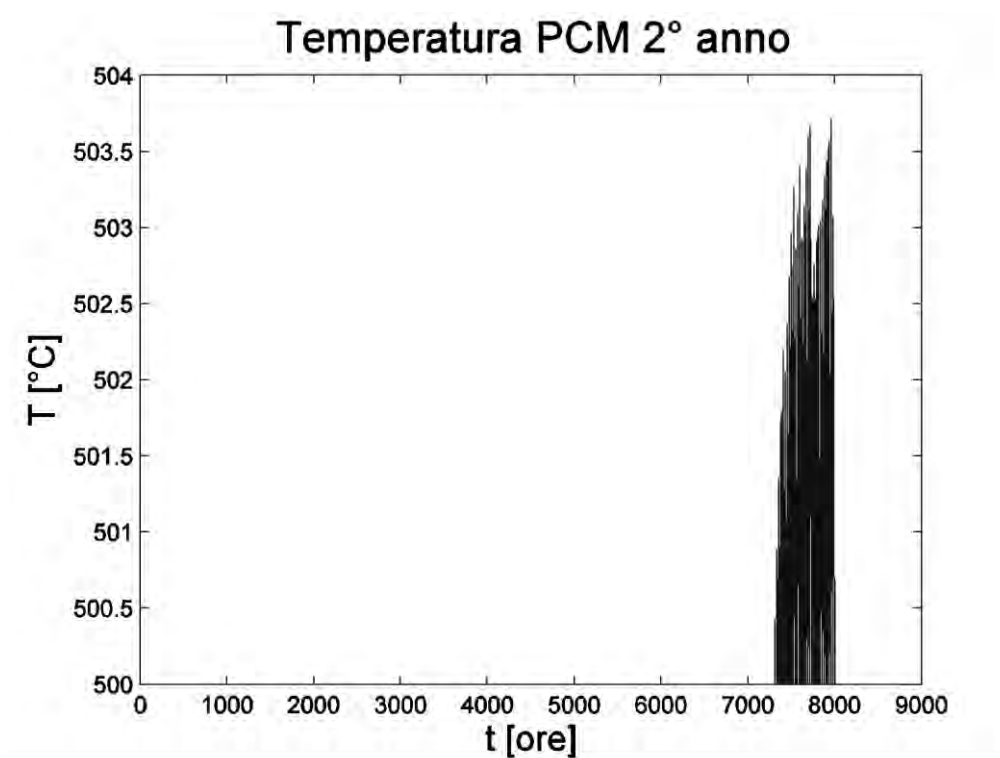


Figura 7.16 – Andamento della temperatura del PCM per il secondo anno.

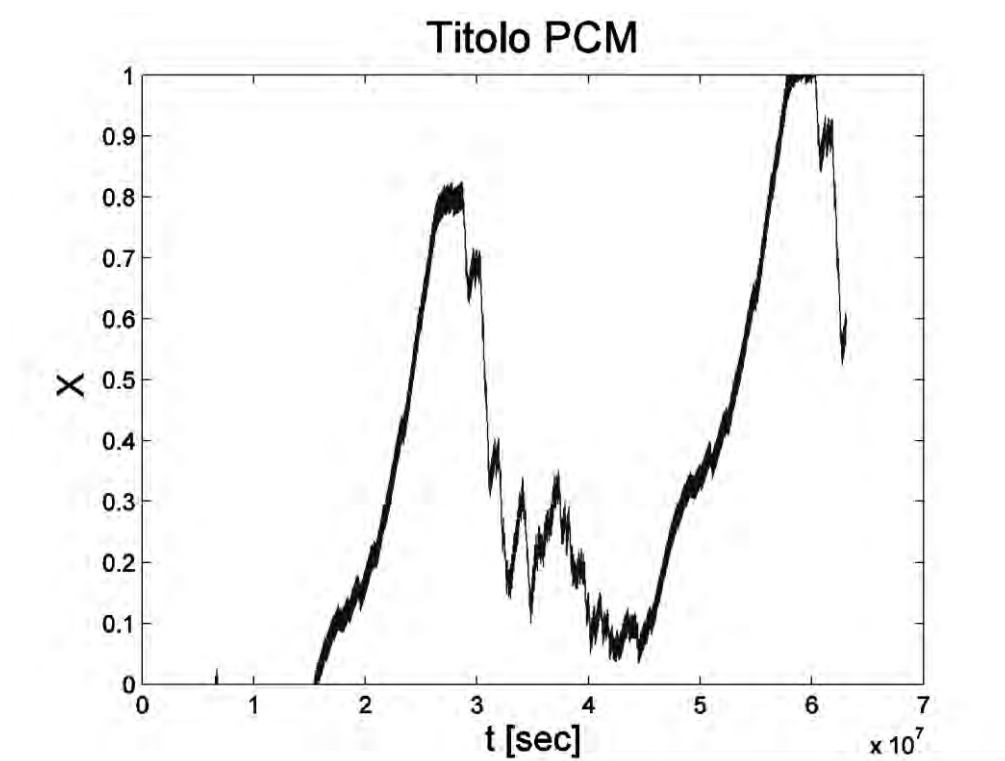


Figura 7.17 – Andamento della titolo del PCM per due anni.

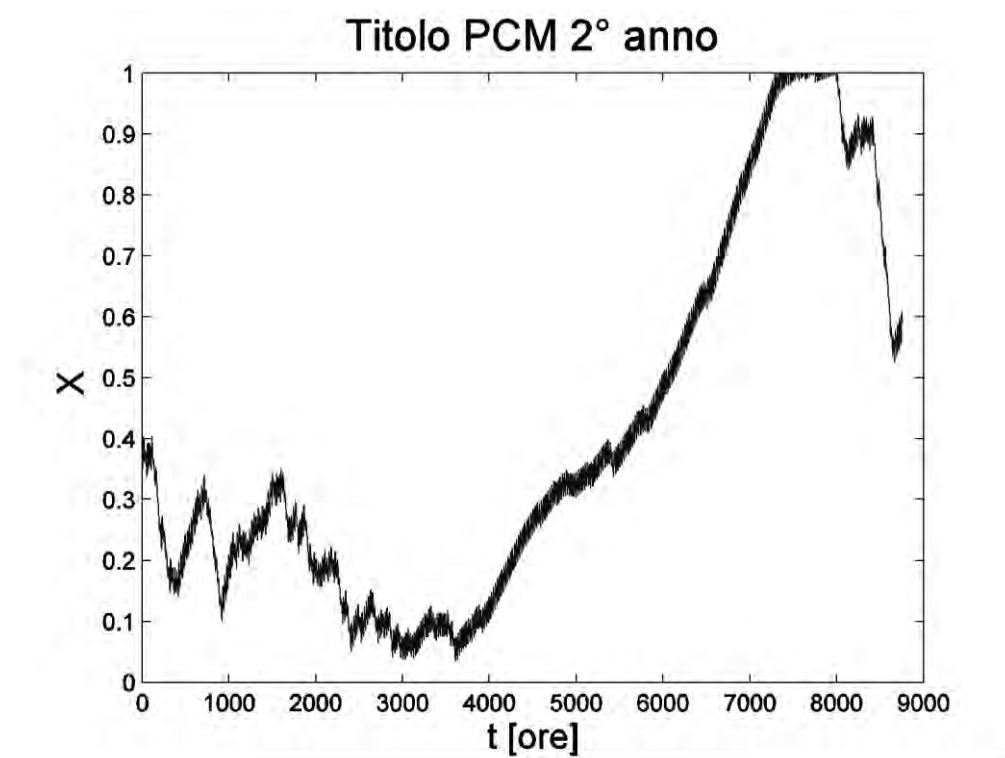


Figura 7.18 – Andamento del titolo del PCM per il secondo anno.

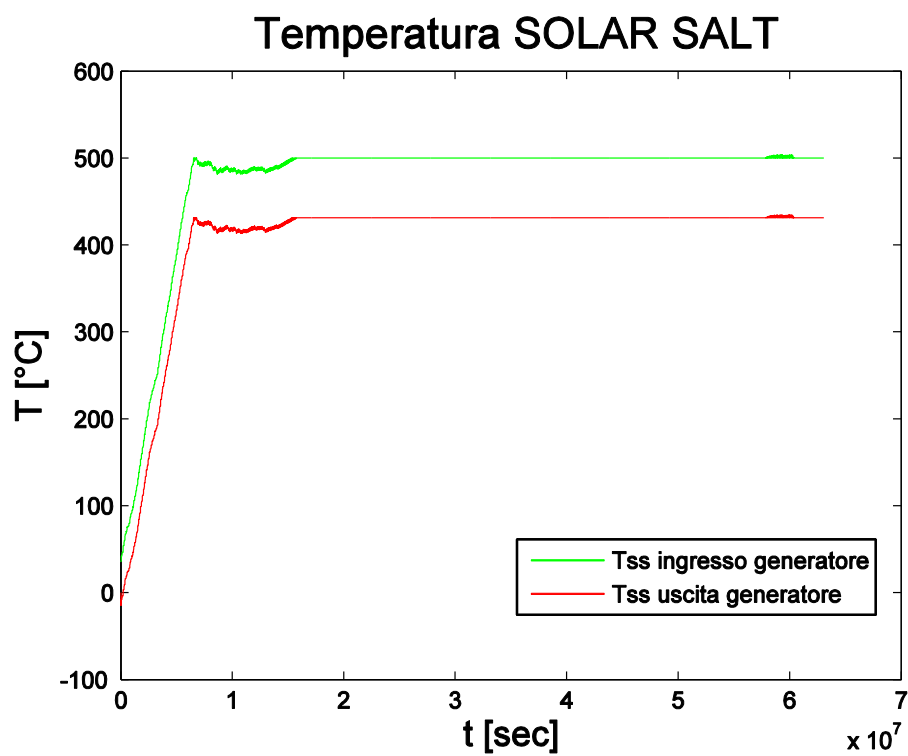


Figura 7.19 – Andamento della temperatura del solar salt per due anni.

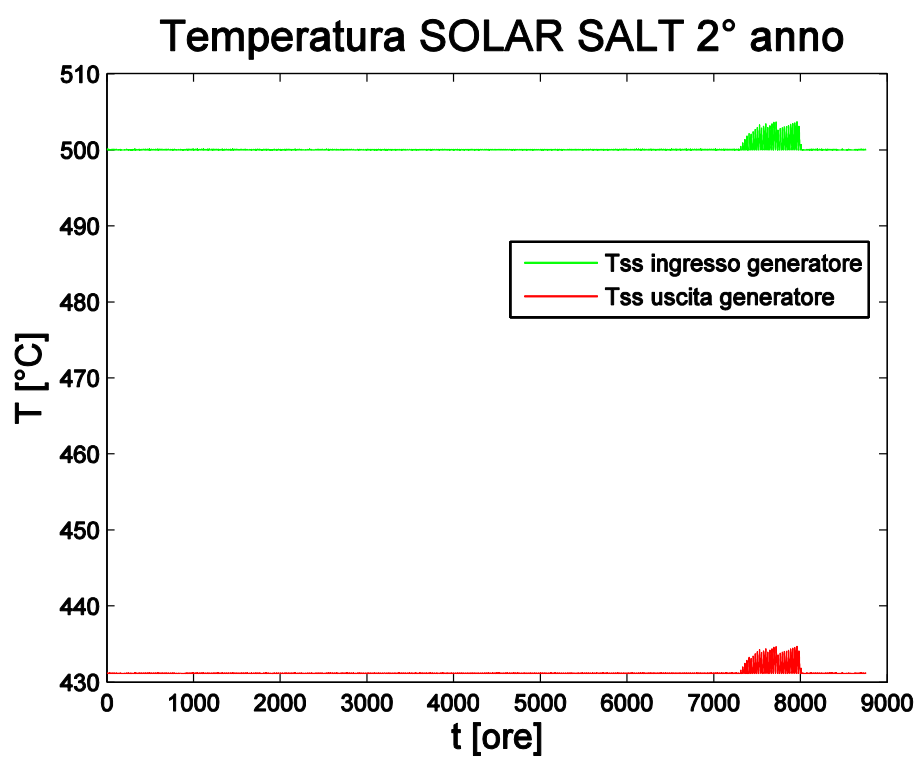


Figura 7.20 – Andamento della temperatura del solar salt per il secondo anno.

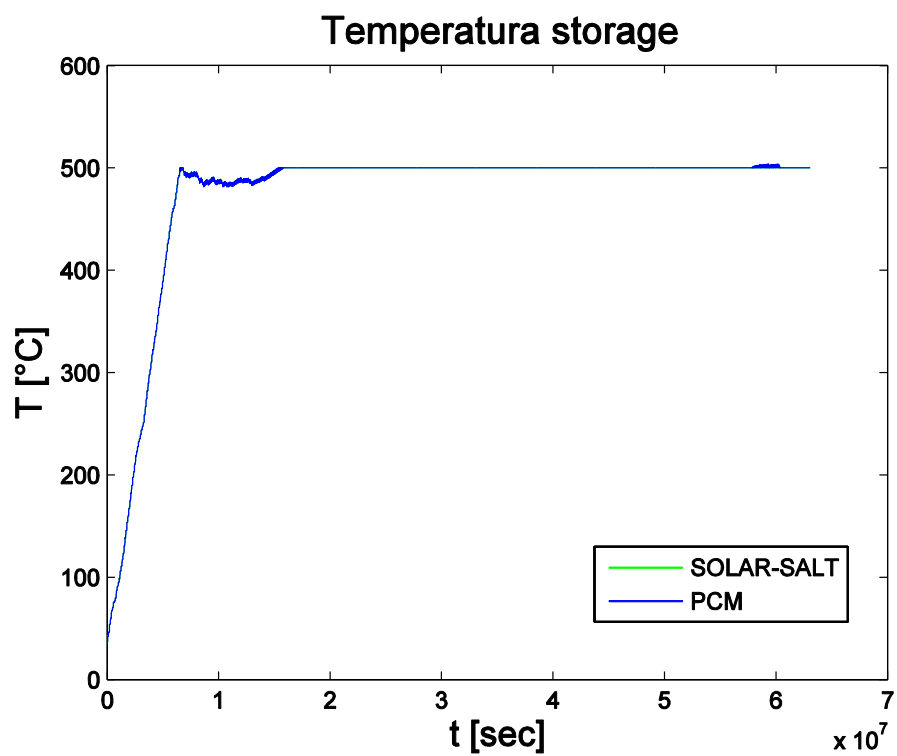


Figura 7.21 – Andamento dello storage per due anni.

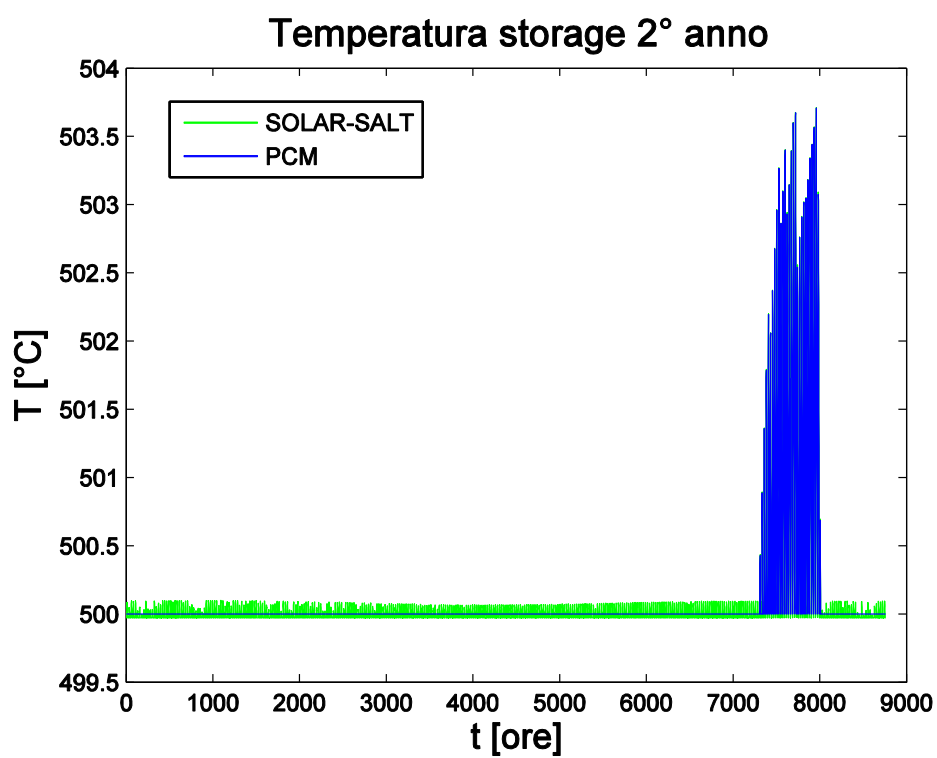


Figura 7.22 – Andamento dello storage per il secondo anno.

Temperatura vapore all'uscita della scambiatore

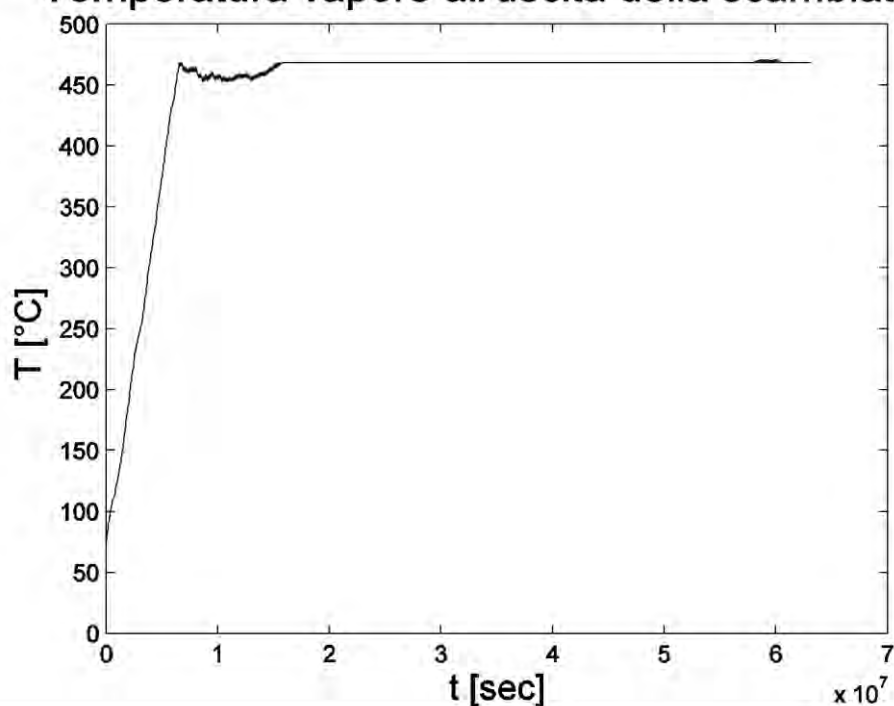


Figura 7.23 – Andamento della temperatura del vapore per due anni.

Temperatura vapore all'uscita della scambiatore 2° anno

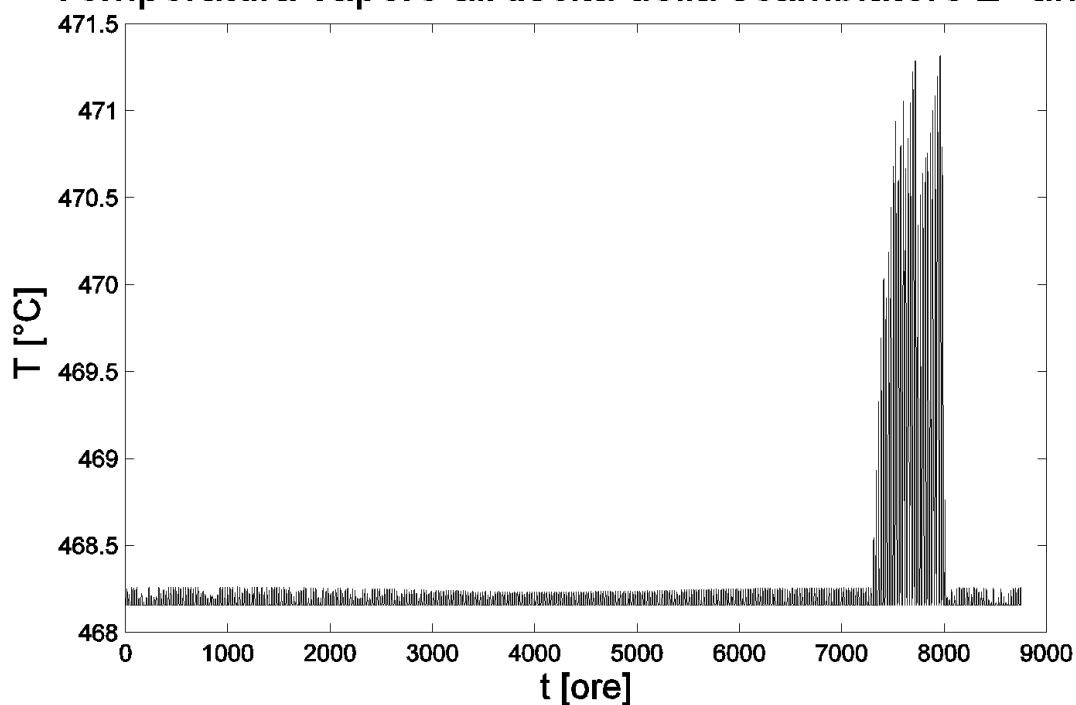


Figura 7.24 – Andamento della temperatura del vapore per il secondo anno.

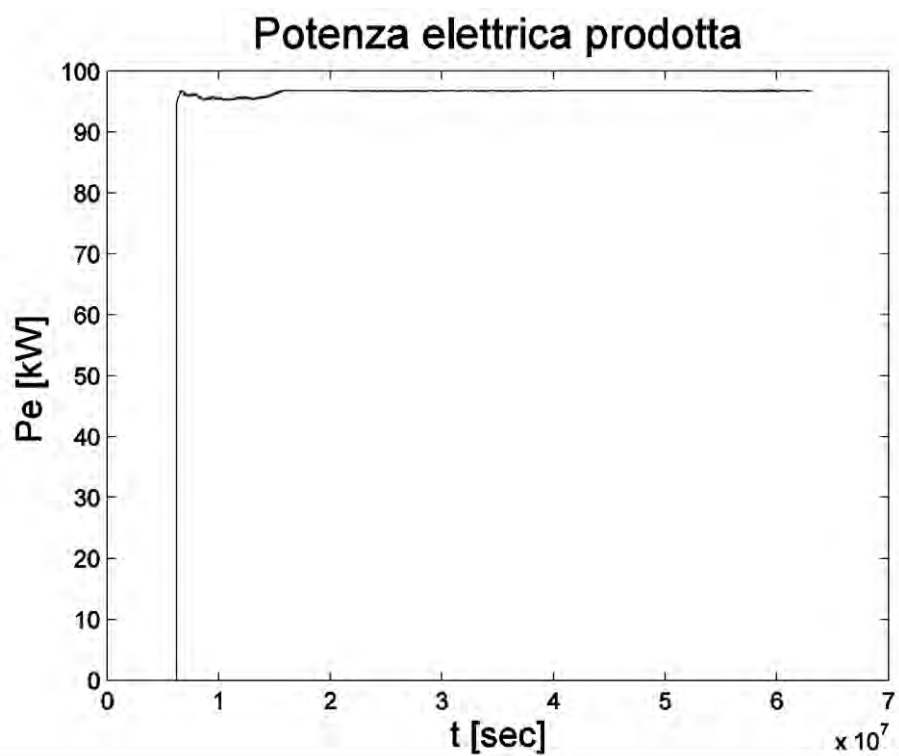


Figura 7.25 – Andamento della potenza elettrica prodotta per due anni.

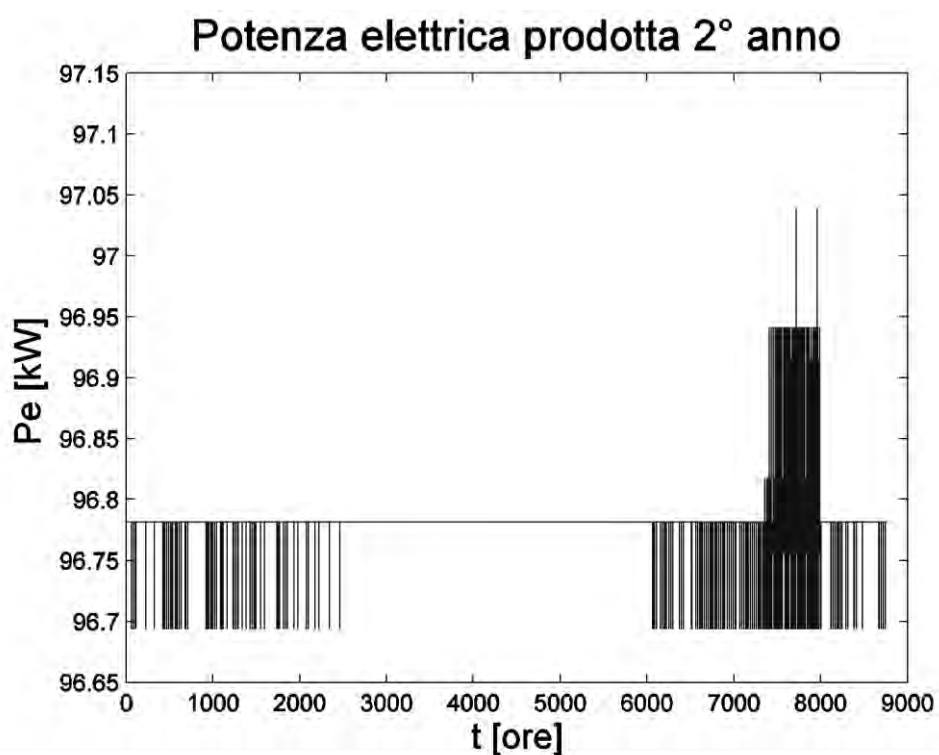


Figura 7.26 – Andamento della potenza elettrica prodotta per il secondo anno.

Dai grafici di **Figura 7.15 – 7.16 – 7.17 – 7.18** si può osservare l'andamento correlato tra la temperatura e il titolo del PCM. In particolare quando la temperatura raggiunge il valore della temperatura di cambiamento di fase rimane costante e a variare è il titolo. Mentre quando la temperatura è inferiore o superiore a quella di cambiamento di fase il titolo rimane costante a 0 o a 1. Si noti inoltre che con le masse dimensionate si riesce a sfruttare al massimo la caratteristica del PCM, consentendo una variazione del titolo tra 0 e 1 durante tutto il funzionamento dell'impianto. Più in dettaglio, in realtà nei mesi estivi del secondo anno si ha a che fare con alcune ore di superamento della condizione di titolo unitario, che sono però caratterizzate da temperature poco superiori a quella di cambio di fase.

Dai grafici relativi al *solar salt* (**Figura 7.19 – 7.20**) invece si può osservare la buona stabilità in temperatura per praticamente tutto il tempo di funzionamento a regime, garantita in primo luogo dalla costanza della temperatura del PCM e in secondo luogo dal prodotto KA che governa lo scambio termico.

Un confronto tra le temperature delle due sostanze che garantiscono l'accumulo termico è messo in risalto dalle **Figure 7.21 – 7.22**.

Il comportamento particolarmente stabile del *solar salt* a sua volta induce un'altrettanta stabilità per il vapore del ciclo di potenza (**Figura 7.23 – 7.24**). Questo fatto ha come conseguenza una maggior stabilità anche da parte della potenza elettrica prodotta, come mostrato in **Figura 7.25 – 7.26**. Da quest'ultimo grafico si notano delle piccole variazioni per alcune ore dell'anno che sono però irrilevanti se si pensa alle ore complessive di funzionamento e alla loro ampiezza trascurabile.

Come per l'impianto con solo *solar salt*, anche per questa tecnica di accumulo viene calcolata l'energia annua prodotta, considerando il secondo anno di funzionamento affinché sia stata raggiunta la condizione di regime:

$$E_{annua} = 8.4756 \cdot 10^5 \frac{kWh}{anno}$$

Si noti che, tale valore di energia prodotta, deve essere molto simile a quello ottenuto per l'impianto con solo *solar salt* in quanto tale condizione rappresentava uno dei requisiti da dover rispettare per trovare il corretto valore della massa di PCM e *solar salt*.

Per questa tecnica di accumulo è opportuno sottolineare un aspetto molto importante. Se si simula il funzionamento per più anni ci si può accorgere che l'andamento della temperatura del PCM e di conseguenza di *solar salt* e del vapore subiscono per ogni anno successivo una traslazione verso l'alto, corrispondente ad un riscaldamento progressivo. Questo fatto nella realtà viene risolto con particolari tecniche di modulazione della superficie di captazione in modo da garantire una conservazione della condizione di regime raggiunta già al secondo anno. Per far fronte al progressivo riscaldamento si andrà quindi a diminuire l'area di captazione.

7.3.3 Confronto

Dopo aver simulato le due diverse tipologie di impianto ad unico serbatoio, non rimane che confrontarle per cercare di capire se l'utilizzo dei materiali PCM come accumulo a calore latente consentano dei vantaggi rispetto al più tradizionale accumulo a calore sensibile.

Un primo confronto può essere fatto in termini di masse di sostanze per l'accumulo termico.

Dalle simulazioni si può notare come l'impianto che utilizza solo *solar salt* necessiti di una massa, in questo caso di solo *solar salt*, pari a $m_{ss} = 2500 \text{ t}$. Se invece si sommano le masse, anche se di sostanze differenti, utili al corretto funzionamento per l'impianto con materiale PCM, si ottiene complessivamente una massa pari a $m_{tot} = 1200 \text{ t}$. E' quindi evidente che l'utilizzo del materiale a transizione di fase consente di risparmiare in termini di massa di sostanza.

Questo aspetto è strettamente legato anche alle dimensioni del serbatoio di accumulo e quindi ai relativi costi di realizzazione. Infatti grazie alle masse minori si necessita di un serbatoio di minor volume complessivo che quindi riduce i costi e la difficoltà realizzativa.

Tali considerazioni risultano ancor più evidenti all'aumentare della taglia dell'impianto considerato.

Quanto detto fin qui può essere ancor più rafforzato se si confrontano le energie prodotte dai due impianti per il secondo anno di funzionamento. Si può facilmente notare infatti che all'incirca i valori di energia annua prodotta coincidono. Questo

significa che a parità di energia prodotta il sistema di accumulo con PCM richiede masse e quindi volume del serbatoio minore rispetto al caso con solo *solar salt*.

Il confronto tra le due tipologie di impianto può essere fatto anche preliminarmente da un punto di vista economico in riferimento ai costi delle sostanze utili all'accumulo.

Infatti se si considerano i costi medi, relativi alle varie componenti che formano le miscele, si può far riferimento ai seguenti valori indicativi: costo soluzione di nitrati (*solar salt*) = 0.40 €/kg; costo soluzione di cloruri (PCM) = 0.10 €/kg.

Questi prezzi indicativi ci consentono di paragonare le due tipologie di accumulo: per l'impianto con solo *solar salt* si ottiene un costo complessivo di circa 1000000 € mentre per l'impianto con anche PCM si ha circa un costo pari a 210000 €. Questi calcoli preliminari, che non comprendono spese legate alla realizzazione del serbatoio stesso e agli eventuali contenitori di incapsulamento, consentono comunque di considerare, almeno per quanto riguarda i costi legati alle sostanze, vantaggiosa la seconda tecnica di accumulo.

C'è però da fare attenzione che le problematiche del nuovo sistema di accumulo con PCM possono essere relative ai costi e alle difficoltà realizzative della tecnica di incapsulamento. Infatti avendo a che fare con due sostanze totalmente differenti, delle quali una rimane sempre fissa all'interno del serbatoio e invece l'altra deve poter entrare e uscire, si deve progettare un sistema utile al contenimento del materiale PCM facendo particolare attenzione al problema della corrosione e a non limitare eccessivamente lo scambio termico tra tali sostanze.

Questo aspetto è ancora in fase di studio e per questo non può ancora essere ben quantificato né da un punto di vista realizzativo né da un punto di vista economico.

Nei capitoli successivi verrà comunque affrontata questa problematica cercando di progettare una possibile tecnica di incapsulamento del materiale a transizione di fase sia da un punto di vista dimensionale sia per quanto riguarda il materiale con cui realizzare i contenitori. Per quest'ultimi, una volta individuato il materiale, verrà data una preliminare indicazione dei costi.

Capitolo 8

Aspetti tecnologici del serbatoio di accumulo

Fino a questo punto si sono simulati i funzionamenti degli impianti sopra citati per ottenere un dimensionamento delle masse e, come conseguenza, del volume del serbatoio. Si faccia in questo capitolo riferimento solo all'impianto con unico serbatoio simulato nel paragrafo 7.3. In tutto questo si è considerato il serbatoio come composto da una certa massa di *solar salt* e una di PCM, senza prendere in considerazione come il PCM sia disposto all'interno del serbatoio stesso (**Figura 8.1**).

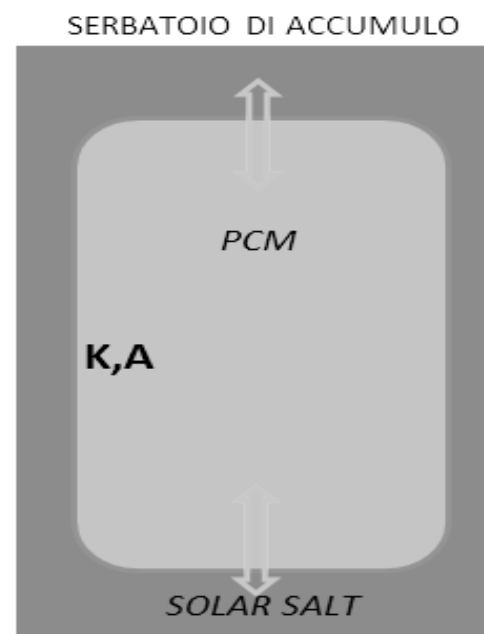


Figura 8.1 – Modello semplificato del serbatoio di accumulo.

In questo capitolo si andranno ad approfondire le possibili tecniche per incapsulare il materiale a cambiamento di fase all'interno del serbatoio in cui è presente anche parte di *solar salt*. In questo modo si potrà avere un'idea più chiara in merito alla progettazione del serbatoio.

Si andranno in particolare a dimensionare gli elementi di incapsulamento, facendo riferimento a quanto già detto nel paragrafo 4.3 e utilizzando i risultati di volume e massa di ogni sostanza ottenuti dalla simulazione precedentemente illustrata.

8.1 Dimensioni serbatoio di accumulo

Prima di scendere nel dettaglio della tecnica di incapsulamento è opportuno riassumere le masse e i volumi dimensionati, necessari per consentire il corretto funzionamento dell'impianto.

RISULTATI SIMULAZIONE					
PCM					
m_pcm=	900000	kg	V_pcm=	405,405	m ³
rho_pcm=	2220	Kg/m ³			
			V_ss=	160,428	m ³
SOLAR SALT					
m_ss=	300000	Kg			
rho_ss=	1870	Kg/m ³	Vtot=	565,833	m ³
DIMENSIONAMENTO SERBATOIO DI ACCUMULO					
Altezza=	5,00	m	densità_reale=	0,7164751	
Diametro=	12,00	m	KA_richiesto=	7500000	W/K

Tabella 8.1 – Riassunto masse e volumi serbatoio di accumulo.

Sempre in riferimento al serbatoio di accumulo, per definire in maniera più dettagliata le sue grandezze e i parametri caratteristici, è importante verificare per quale valore del prodotto KA , quindi per quale area e quale coefficiente di scambio convettivo, si riesca ad ottenere una buona stabilità in temperatura del *solar salt* e di conseguenza del vapore. Questo aspetto è importante soprattutto relativamente al funzionamento del

ciclo di potenza a valle dell'accumulo: maggiore è la stabilità in temperatura del vapore maggiore è il rendimento del ciclo.

Verificato quale deve essere il corretto prodotto tra area e coefficiente di scambio, si andranno a dimensionare i contenitori del PCM.

8.1.1 Stabilità *solar salt* al variare dell'area di scambio

In questo paragrafo si vuole mettere in evidenza come al variare del parametro KA , relativo allo scambio termico tra PCM e *solar salt*, ci sia un comportamento in temperatura più o meno stabile del *solar salt*. Come già detto, è importante individuare un valore di tale prodotto che consenta una buona stabilità.

Nelle simulazioni, i cui risultati sono riportati nel capitolo precedente, si è posto come dato noto il valore del coefficiente di scambio: $K = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$, per questo nel nostro caso il parametro da variare è l'area di scambio. Tale valore del coefficiente è stato imposto in maniera preliminare, ma nel paragrafo 8.3 verrà giustificata la scelta, calcolandolo con adeguati modelli matematici.

Vengono riportati i diagrammi output delle simulazioni fatte con valori differenti dell'area di scambio nel serbatoio di accumulo. In ogni grafico sono rappresentati gli andamenti della temperatura del PCM e del *solar salt* per il secondo anno di simulazione.

Il grafico di **Figura 8.2** è stato ottenuto imponendo come prodotto $KA = 750000 \text{ W/K}$ al quale, per il valore di coefficiente di scambio imposto, corrisponde un'area di scambio $A = 2500 \text{ m}^2$.

Il grafico di **Figura 8.3** è invece stato ottenuto con $KA = 7500000 \text{ W/K}$ al quale corrisponde $A = 25000 \text{ m}^2$.

Sono stati presi due valori sufficientemente lontani per capire meglio quale sia l'effetto dato nello scambio termico da tale prodotto.

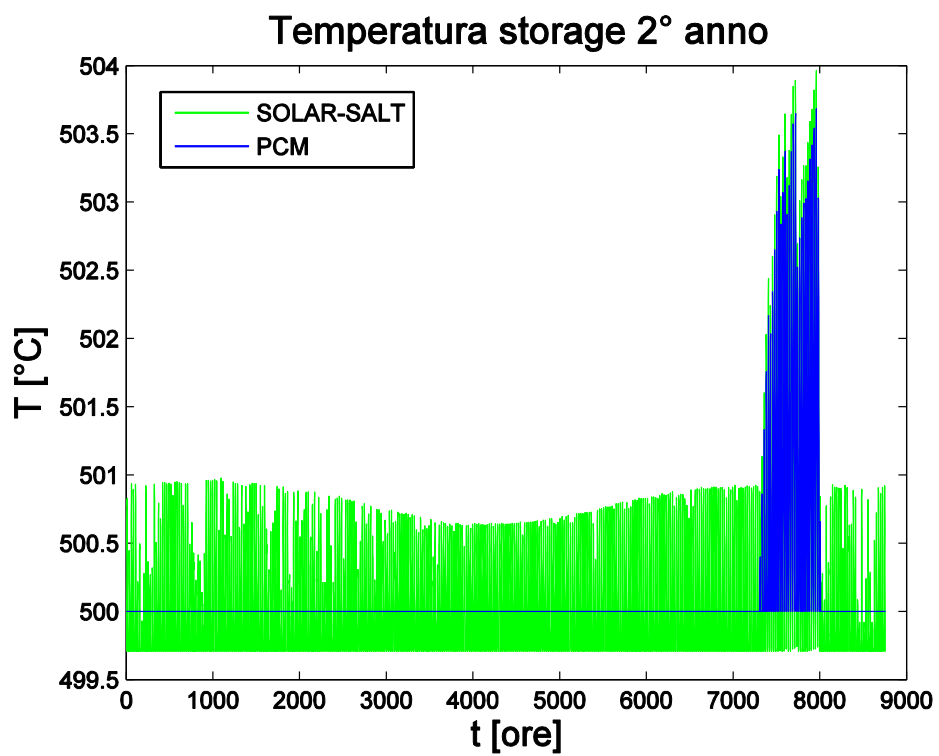


Figura 8.2 – Andamento della temperatura di PCM e solar salt con $KA= 750000 \text{ W/K}$.

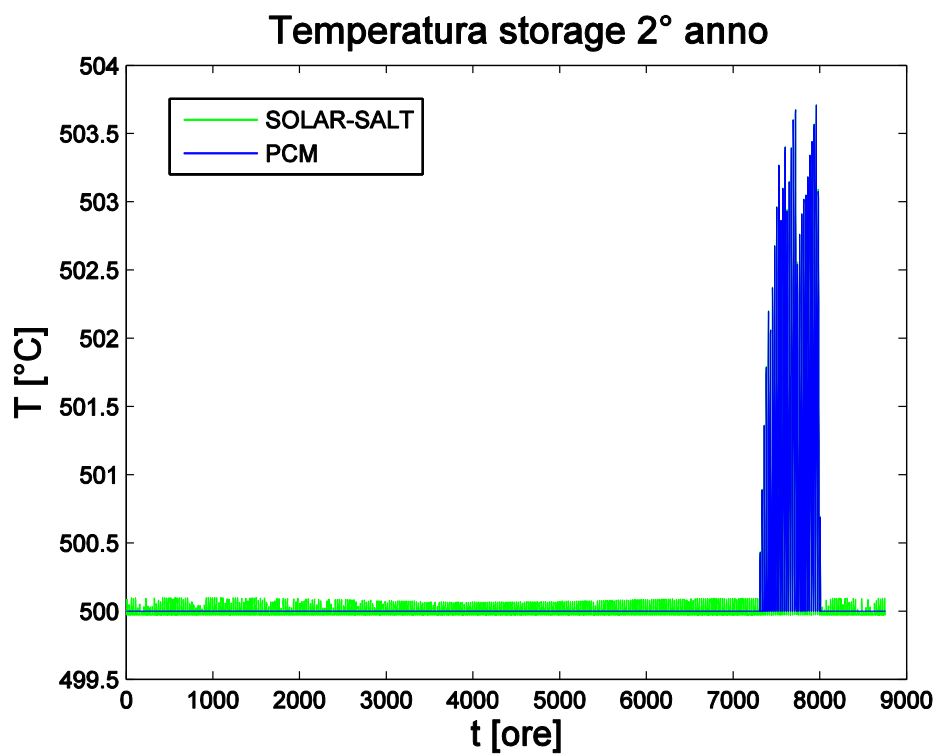


Figura 8.3 – Andamento della temperatura di PCM e solar salt con $KA= 7500000 \text{ W/K}$.

E' facile notare che per valori troppo bassi di tale prodotto si ottiene un comportamento in temperatura del *solar salt* molto variabile e caratterizzato da grande instabilità. Invece, garantendo un'elevata area di scambio e quindi un maggior prodotto KA , si riesce a rendere stabile il comportamento del *solar salt*.

Come detto nei capitoli precedenti, essendo la temperatura del *solar salt* a stretto legame con la temperatura del vapore del ciclo di potenza, questa stabilità garantisce altrettanta stabilità per il vapore e quindi un maggior rendimento del ciclo Rankine a valle. Si riesce quindi ad avere una produzione di potenza elettrica sufficientemente stabile e prossima al valore nominale dell'impianto.

8.2 Incapsulamento del PCM

Noti i volumi, le masse e il prodotto KA necessario per il corretto funzionamento dell'impianto, è possibile procedere con una progettazione più dettagliata del serbatoio di accumulo. Verranno considerate due tipologie di incapsulamento: sfere o cilindri (vedi paragrafo 4.3).

Tali contenitori conterranno il materiale a cambiamento di fase e saranno immersi all'interno della massa di *solar salt*, il tutto contenuto nel serbatoio di accumulo.

Il parametro di dimensionamento principale per questa fase di progettazione è costituito dalla densità di impaccamento del PCM, definita come il rapporto tra il volume di PCM richiesto, e il volume totale del serbatoio, entrambi output delle simulazioni precedenti.

Come già detto, importante è anche il prodotto tra l'area e il coefficiente di scambio termico. Anche questi parametri dipenderanno della geometria scelta per incapsulare il PCM.

Per ognuna delle geometrie considerate si dovrà verificare se:

- la densità di impaccamento caratteristica è maggiore di quella reale;
- il valore del coefficiente di scambio, che si ottiene in base all'area di scambio realizzabile con tale geometria e al prodotto KA trovato nel paragrafo precedente, è un valore accettabile.

In riferimento ai risultati riportati nel paragrafo 7.3.1, si noti che: $V_{PCM} = 405.405 \text{ m}^3$ mentre il volume complessivo (ottenuto sommandoci anche il volume di

solar salt) risulta: $V_{TOT} = 456.833 \text{ m}^3$. Come conseguenza la densità di impaccamento reale, necessaria per il voluto funzionamento dell'impianto, risulta: $\rho_{reale} = 0.7165$. Mentre per quanto riguarda lo scambio termico si è ottenuto, dal paragrafo precedente, $KA = 7500000 \text{ W/K}$.

Si considerino ora le due differenti geometrie per i contenitori di incapsulamento.

8.2.1 Involucri sferici

Si consideri di incapsulare il materiale a cambiamento di fase all'interno di contenitori sferici. Per questo tipo di incapsulamento si parla solitamente di sfere di dimensioni molto ridotte, in particolare si considerino sfere di diametro $d_{sf} = 0.08 \text{ m}$.

E' noto dalla letteratura che, con particolari geometrie di posizionamento, contenitori sferici possono raggiungere densità di impaccamento massima di $\rho_{sf} = 0.7408$. Risulta quindi immediato verificare come la densità di impaccamento reale richiesta sia realizzabile geometricamente infatti $\rho_{reale} < \rho_{sf}$. Inoltre nota il valore massimo della densità di impaccamento si può ricavare il volume totale minimo:

$$V_{TOT_{min}} = \frac{V_{PCM}}{\rho_{sf}} = 547.254 \text{ m}^3 \quad [8.1]$$

Esso risulta minore del volume totale reale richiesto dall'impianto (V_{TOT}).

Entrambe queste verifiche consentono di accertare che l'incapsulamento in questione è realizzabile, almeno da un punto di vista teorico.

A questo punto si può quindi procedere con il dimensionamento vero e proprio dei contenitori.

Deciso il diametro delle sfere è possibile calcolare il volume di PCM che una sfera può contenere:

$$\begin{aligned} V_{sf} &= \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_{sf}}{2} \right)^3 \\ &= 2.68 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \\ &= 268 \text{ cm}^3 \end{aligned} \quad [8.2]$$

A questo punto, conoscendo il volume di PCM da dover incapsulare, è possibile calcolare il numero di sfere necessarie:

$$N_{sf} = \frac{V_{PCM}}{V_{sf}} = 1512286 \text{ sfere} \quad [8.3]$$

Come detto precedentemente una particolare geometria dei contenitori di incapsulamento influenza anche lo scambio termico tra le due sostanze, tramite il prodotto KA .

Per quanto concerne le sfere, noto il diametro è possibile calcolare l'area di scambio tra PCM e *solar salt*:

$$\begin{aligned} A_{sf} &= 4\pi \left(\frac{d_{sf}}{2}\right)^2 N_{sf} \\ &= 30405.41 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad [8.4]$$

Infine avendo visto, con la simulazione del capitolo precedente, che per il corretto funzionamento dell'impianto deve essere $KA = 7500000 \text{ W/K}$ si può ricavare il valore necessario del coefficiente di scambio: $K_{sf} = 247 \text{ W/m}^2\text{K}$.

8.2.2 Involucri cilindrici

Un'altra tipologia di incapsulamento consiste nel contenere il materiale a cambiamento di fase all'interno cilindri. Per poter fare un confronto con i contenitori sferici, si considera il diametro dei cilindri $d_c = 0.08 \text{ m}$ uguale a quello delle sfere, mentre per quanto riguarda l'altezza si consideri $h_c = 4 \text{ m}$, in modo da sfruttare al meglio l'altezza del serbatoio ($H = 5 \text{ m}$).

E' noto dalla letteratura che per questa geometria si può raggiungere una densità di impaccamento massima $\rho_c = 0.9069$. Anche in questo caso risulta quindi immediato verificare che $\rho_{reale} < \rho_c$ ovvero che l'utilizzo dei cilindri è realizzabile geometricamente. Risulta verificata anche la condizione $V_{TOTmin} = \frac{V_{PCM}}{\rho_c} = 447.023 \text{ m}^3 < V_{TOT}$.

Decise le dimensioni è possibile calcolare: il volume contenuto in un cilindro e il numero di cilindri necessari:

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \left(\frac{d_{sf}}{2} \right)^2 h_c \\ &= 0.0201 \text{ m}^3 \\ &= 20100 \text{ cm}^3 \end{aligned} \quad [8.5]$$

$$N_c = \frac{V_{PCM}}{V_c} = 20164 \text{ cilindri} \quad [8.6]$$

Per quanto concerne il coefficiente di scambio termico, è possibile calcolare l'area di scambio come segue:

$$\begin{aligned} A_c &= \left(2\pi \left(\frac{d_c}{2} \right)^2 + 2\pi \left(\frac{d_c}{2} \right) h_c \right) N_c \\ &= 20472.97 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad [8.7]$$

Ed infine, dal prodotto KA , si può ricavare che $K_c = 366 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Dai risultati appena ottenuti possiamo fare un confronto tra le due geometrie di incapsulamento.

I risultati teorici mettono in evidenza come, con i contenitori di forma cilindrica, si riesca ad ottenere un coefficiente di scambio convettivo più vicino ai valori realizzabili e anche al valore ipotizzato nelle simulazioni: $K = 300 \text{ W/K}$. Questa coerenza dei risultati verrà ancor più messa in risalto nel paragrafo successivo, nel quale, tramite opportuni modelli matematici, si andrà a verificare se effettivamente il valore del coefficiente di scambio richiesto per garantire il prodotto KA sia realizzabile secondo le caratteristiche fluidodinamiche nel serbatoio di accumulo.

Sempre dai risultati sopra ottenuti si può dedurre che, in base al volume di PCM contenibile da un singolo raccogliore, serve un numero di cilindri molto inferiore al numero di sfere necessarie per incapsulare tutta la sostanza a transizione di fase. Questo va ad incidere fortemente sulle difficoltà costruttive. In particolare, se si pensa che questi contenitori debbano essere fissati alle pareti per evitare urti e rotture, una geometria cilindrica è molto più semplice da disporre nel serbatoio rispetto ad un numero elevato di piccole sfere.

Oltre a queste motivazioni, ne esistono altre, meno matematiche ma comunque valide, per giustificare la scelta dei cilindri.

E' intuitivo immaginare che un tal numero di contenitori, caratterizzati da tali dimensioni, sia molto complesso da realizzare. Questo fatto è ancor più vero nel caso di sfere, per le quali i processi produttivi risultano più elaborati e quindi costosi rispetto alla realizzazione di tubi cilindrici.

Sempre legato a questo aspetto, si pensi che il materiale a transizione di fase debba essere sostituito dopo un certo numero di anni di funzionamento dell'impianto. A tal proposito, considerare il PCM incapsulato in sfere significa che nel momento della sostituzione non è possibile rifornire il serbatoio senza perdere gli involucri sferici. Mentre utilizzando tubi cilindrici, si può facilmente prevedere la possibilità di un lato di apertura attraverso cui sia possibile togliere la sostanza e sostituirla con nuovo PCM.

In base a quanto detto in questo paragrafo possiamo concludere che risulta più facile realizzare un serbatoio di accumulo in cui il PCM sia mantenuto all'interno di cilindri a loro volta immersi nel *solar salt*.

Possiamo quindi schematizzare il serbatoio di accumulo come in **Figura 8.4** e più precisamente come in **Figura 8.5**, in cui sono riportate anche altre componenti dell'impianto. Tale configurazione sarà quella che verrà considerata nei capitoli successivi.

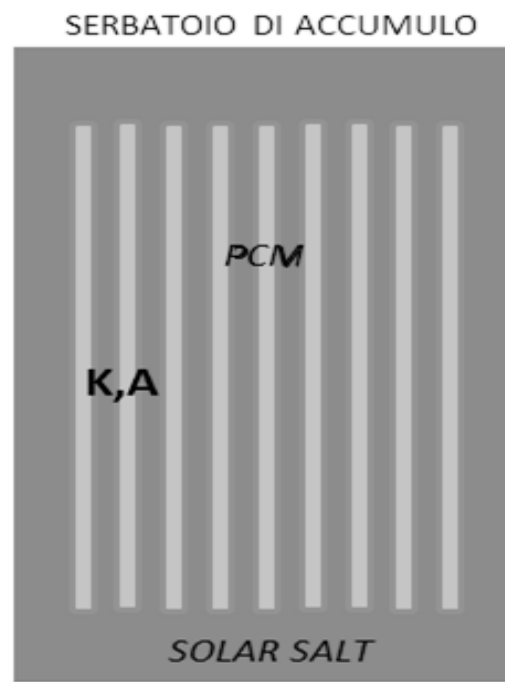


Figura 8.4 – Serbatoio di accumulo con cilindri di incapsulamento.

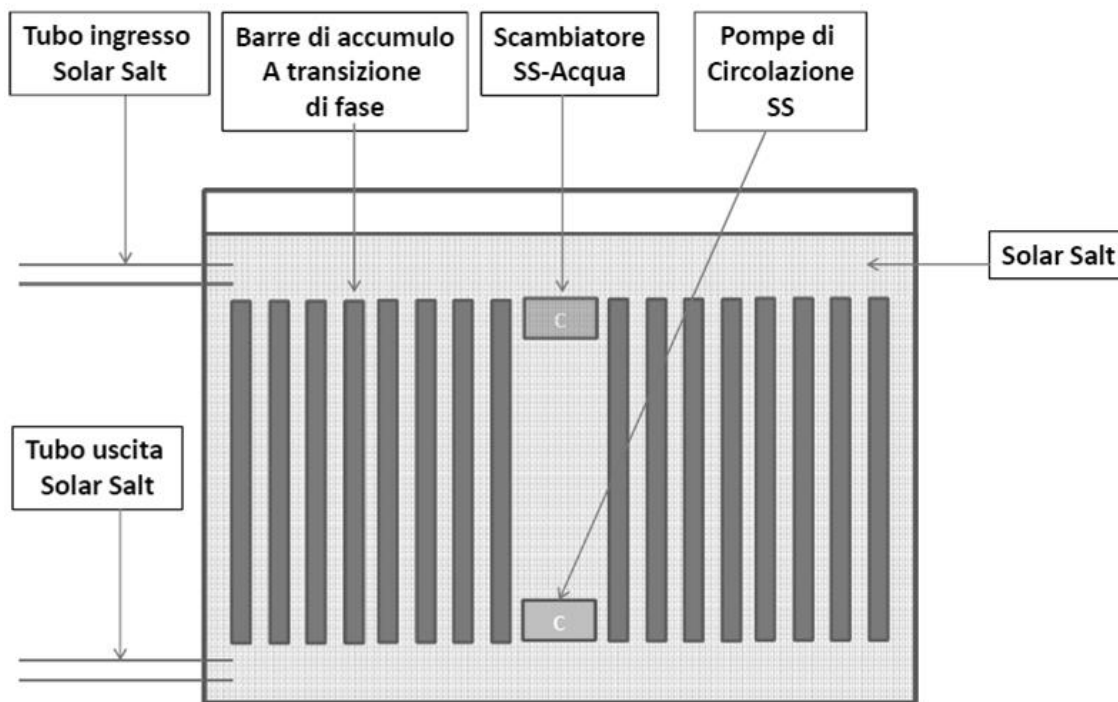


Figura 8.5 – Serbatoio di accumulo e altre componenti associate.

8.3 Coefficiente globale di scambio

Si è precedentemente dimensionato il serbatoio di accumulo sia da un punto di vista di massa e volume, sia in termini di incapsulamento del PCM. Più in dettaglio si è visto quale deve essere il prodotto KA , che governa lo scambio convettivo tra le due sostanze, in modo da garantire il corretto funzionamento dell'impianto caratterizzato da un'adequata stabilità in temperatura del *solar salt*.

A tal proposito si vuole calcolare in maniera più approfondita, il valore del coefficiente globale di scambio in modo tale da verificare se i valori richiesti dalle condizioni di funzionamento simulate (nel paragrafo precedente) sono valori accettabili e realmente progettabili secondo le caratteristiche fluidodinamiche del *solar salt* all'interno del serbatoio di accumulo.

Per poter calcolare tale parametro è però opportuno prima richiamare i concetti teorici utili a tale scopo. Inoltre è richiesto l'utilizzo di altri parametri caratteristici del *solar salt* rispetto a quanti usati nelle simulazioni precedenti.

Per quanto riguarda il *solar salt*, dati aggiuntivi da considerare sono: la viscosità dinamica, la conducibilità termica e il coefficiente di dilatazione cubica. Tali

informazioni non erano utili nel simulare il sistema di accumulo e il comportamento in temperatura, ma sono fondamentali quando deve essere considerata la natura dello scambio termico. Nelle **Tabelle 3.3 - 3.4** sono riportate tali informazioni per varie miscele di nitrati; noi considereremo sempre la miscela binaria KNO₃-NaNO₂. Per quanto riguarda il coefficiente di dilatazione cubica esso è facilmente reperibile in letteratura.

Prima di tutto è utile ricordare che la convezione termica consiste in una trasmissione di calore tipica di sistemi in cui si ha la presenza di un fluido soggetto a trasporto di massa al suo interno [30]. Situazione in cui avviene lo scambio termico tra *solar salt* e PCM all'interno del serbatoio di accumulo.

Esistono due tipologie diverse di convezione:

- Convezione forzata

Il fluido, sotto la spinta generata da gradienti di pressione prodotti da una macchina operatrice (pompa, ventilatore), viene fatto scorrere su una superficie solida o all'interno di un condotto [30; 31].

- Convezione naturale

Il moto del fluido è provocato da forze di galleggiamento generate dallo sbilanciamento (dovuto a gradienti di temperatura all'interno del fluido) tra la spinta idrostatica e la forza gravitazionale. Tali forze danno luogo a moti ascensionali del fluido più caldo e a moti discensionali del fluido freddo [30; 31].

In generale la convezione è governata dalla legge di Newton:

$$q = KA\Delta T \quad [8.8]$$

dove:

K = coefficiente globale di scambio

A = area della superficie di scambio termico

ΔT = variazione di temperatura

Tale legge è proprio quella su cui sono basate le equazioni del sistema di scambio termico illustrate nel capitolo 6.

Come già detto in questo paragrafo ci soffermiamo sul significato del coefficiente di scambio K . Esso rappresenta la potenza termica scambiata tra una

superficie solida e un fluido in moto relativo, per unità di superficie e per unità di differenza di temperatura.

In generale si può affermare che tale coefficiente dipenda da diversi parametri:

- forma della superficie
- dimensioni della superficie
- tipo di convezione (naturale o forzata)
- regime di flusso (laminare, turbolento o isolato)
- tipo di fluido (proprietà del fluido).

Rimane quindi da spiegare come può essere calcolato tale parametro che governa lo scambio convettivo. Si farà riferimento solo alla convezione naturale caratteristica dello scambio termico che avviene nel serbatoio.

Nella trattazione della convezione termica si utilizza il metodo di combinare le variabili da cui dipende il fenomeno, raggruppandole in gruppi adimensionali.

In particolare, una delle tecniche per determinare il coefficiente di scambio in una convezione naturale è basata sull'utilizzo del *numero* adimensionale di *Nusselt* [30]. Tale numero è infatti legato al coefficiente tramite una relazione molto semplice, che non è altro che la definizione del numero stesso:

$$Nu = \frac{KL}{k} \quad [8.9]$$

dove:

K = coefficiente globale di scambio

L = lunghezza caratteristica

k = conducibilità termica della sostanza

Nota la conducibilità termica della sostanza e la geometria del canale di passaggio, rimane da calcolare il *numero di Nusselt* in funzione dei dati che caratterizzano la fluidodinamica della sostanza all'interno del serbatoio di accumulo.

A tal proposito esistono in letteratura diversi modelli che consentono il calcolo in funzione di due numeri adimensionali: *numero di Grashof* e *numero di Prandtl*. A differenza della convezione forzata in cui invece vengono utilizzati il *numero di Reynolds* e *numero di Prandtl*.

Convezione forzata: $Nu = f(Re, Pr)$

Convezione naturale: $Nu = f(Gr, Pr)$

- Numero di Grashof

Il *numero di Grashof* è un gruppo adimensionale usato in fluidodinamica, definito come il rapporto tra le forze di galleggiamento e le forze viscosi. Esso deve essere calcolato per la miscela considerata, della quale è utile conoscere: la viscosità dinamica μ , il coefficiente dilatazione cubica β e la viscosità cinematica ν .

Tale numero viene espresso, proprio in funzione di queste grandezze, come segue:

$$Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad [8.10]$$

Si noti che oltre ai parametri caratteristici della sostanza, compaiono nella relazione:

g = accelerazione di gravità

ΔT = differenza di temperatura tra superficie e fluido

Tale numero fornisce il principale criterio per stabilire, in convezione naturale, se il flusso è laminare o turbolento.

- Numero di Prandtl

Il *numero di Prandtl* è anch'esso un gruppo adimensionale, esprime il rapporto tra la diffusività cinetica e quella termica. E' definito secondo la seguente relazione:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad [8.11]$$

Si noti che tale numero dipende solo dalle proprietà del fluido e può essere visto come il rapporto tra la capacità di trasporto di quantità di moto e la capacità di trasporto del calore, ovvero come il rapporto tra gli spessori dello strato limite dinamico e termico.

Come già accennato, nel caso di convezione naturale il moto del fluido è dovuto a forze di galleggiamento prodotte dall'effetto combinato di un gradiente di densità del fluido (generalmente dovuto ad un gradiente di temperatura) e di una forza di volume proporzionale alla densità (generalmente forza di gravità). In tali condizioni il *numero di Nusselt* può essere ricavato da relazioni del tipo:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n = CRa^n \quad [8.12]$$

dove:

C, n := dipendono dalla forma della superficie e dal regime di flusso (lamina, turbolento, misto)

Ra rappresenta il *numero di Rayleigh* definito come il prodotto tra il *numero di Grashof* e il *numero di Prandtl*. Esso è utile a definire il regime del flusso che partecipa allo scambio convettivo, e in base a questo si adottano relazioni diverse del tipo **equazione 8.12** :

$$\text{Flusso laminare} := 10^4 < Ra < 10^9$$

$$Nu = 0.059 \cdot Ra^{\frac{1}{4}} \quad [8.13]$$

$$\text{Flusso turbolento} := 10^9 < Ra < 10^{13}$$

$$Nu = 0.1 \cdot Ra^{\frac{1}{3}} \quad [8.14]$$

Oltre alle relazioni appena illustrate, in letteratura esistono numerose formulazioni che consentono il calcolo del *numero di Nusselt* in funzione dei *numeri di Grashof* e *Prandtl*. In questa trattazione si farà uso di una relazione empirica che generalmente consente di ottenere risultati più corretti rispetto alle tradizionali relazioni teoriche viste precedentemente.

In particolare dopo aver calcolato il *numero di Grashof*, il *numero di Prandtl* e come conseguenza il *numero di Rayleigh*, verificata l'ipotesi di regime laminare, è possibile utilizzare la seguente relazione:

$$Nu = \left[\frac{0.825 + 0.387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.493}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad [8.15]$$

A questo punto, noto il valore di Nu , si può procedere secondo l'**equazione 8.9** con il calcolo del coefficiente di scambio convettivo e successivamente verificare se i valori ottenuti nel capitolo 8 sono accettabili.

Vengono riportati qui in seguito (**Tabella 8.1**) i dati utilizzati per il calcolo del coefficiente di scambio:

DATI:		
L=	4,5	m
ρ =	1870	kg/m ³
g=	9,81	m/s ²
β =	0,0002	1/K
ΔT =	15	K
cp=	1600	J/kgK
μ =	0,0045	Pa s

Tabella 8.1 – Dati per il calcolo del coefficiente di scambio.

Infine riportiamo anche i risultati ottenuti applicando le relazioni illustrate.

Come prima cosa riportiamo i valore dei *numeri di Grashof* e di *Prandtl* ottenuti secondo le **equazioni 8.10 e 8.12**:

$$Gr = 4.65428 \cdot 10^{11}$$

$$Pr = 13.09091$$

Dal prodotto di tali gruppi adimensionali possiamo ricavare il valore del *numero di Rayleigh*:

$$Ra = 6.09287 \cdot 10^{12}$$

Che, secondo i criteri precedentemente descritti, ci consente di concludere che siamo in regime laminare.

Verificata tale condizione possiamo quindi applicare l'**equazione empirica 8.15** per calcolare *Nusselt*, il quale risulta:

$$Nu = 2587.31$$

Infine secondo l'**equazione 8.9**, nota anche la conducibilità termica $k = 0.55 \frac{W}{mK}$, si ottiene il valore di nostro interesse del coefficiente globale di scambio:

$$K = 316.21 \frac{W}{m^2K}$$

Nelle simulazioni, i cui risultati sono illustrati nel capitolo 7, si è utilizzato come valore ipotetico del coefficiente globale di scambio $K = 300 \frac{W}{m^2K}$. Dai risultati appena ottenuti possiamo quindi concludere che in merito a tale parametro la simulazione è stata svolta correttamente in quanto i due valori sono molto simili.

Quanto è più interessante concludere, dopo questo calcolo, è relativo alla tecnica di incapsulamento. A tal proposito si notino i valori ottenuti nel paragrafo 8.2 del coefficiente di scambio e dell'area di scambio termico per le due diverse geometrie di incapsulamento. E' facile notare come il valore ricavato con quest'ultimo procedimento è molto simile a quanto ottenuto per i contenitori cilindrici.

Questo risultato, assieme a quanto concluso nel capitolo 8.2, va a rafforzare ulteriormente la scelta di incapsulare il materiale a cambiamento di fase all'interno di contenitori di forma cilindrica.

Riassumendo, con tale geometria e tecnica si riesce ad ottenere:

- una più semplice fabbricazione dei contenitori;
- una riduzione dei costi di incapsulamento;
- uno scambio termico per convezione naturale più efficiente.

Capitolo 9

Sperimentazione relativa al materiale per il contenimento del PCM

Nei capitoli precedenti si è illustrato dettagliatamente come poter dimensionare le due tipologie di impianti solari termodinamici grazie a modelli di simulazione tempo-varianti. In particolare, per quanto riguarda il modello ad unico serbatoio con materiale PCM, la simulazione risulta ancor più utile perché, non essendo ancora stati costruiti impianti di questo tipo, consente di avere un'idea sufficientemente precisa delle masse che entrano in gioco e delle dimensioni del serbatoio. Per quest'ultima soluzione impiantistica si è poi dimensionata anche la tecnica di incapsulamento tale da consentire un buon scambio termico tra PCM e *solar salt* all'interno del serbatoio.

Un aspetto critico che sorge spontaneo in riferimento ai contenitori di incapsulamento, è legato al materiale che possa essere adottato in modo da resistere al contatto con due sostanze totalmente differenti: *solar salt* (soluzione di nitrati) e PCM (soluzione di cloruri).

Se per il *solar salt*, sostanza già utilizzata in impianti a due serbatoi, esistono già alcune conoscenze sui materiali che consentono di resistere all'aggressione (acciaio INOX, vedi paragrafo 3.2), per il PCM preso in considerazione non esiste nessun tipo di studio o sperimentazione che permetta di scegliere il materiale con sicurezza.

L'aspetto importante sta quindi nel individuare dei materiali o combinazioni di tali che possano resistere in ambiente di cloruri e nitrati, in modo da poter essere

utilizzati per la realizzazione dei contenitori di incapsulamento del PCM immersi nel serbatoio con *solar salt*.

9.1 Requisiti e obiettivi

L'obiettivo che ci poniamo è di testare, tramite opportune prove sperimentali, alcuni materiali per verificare che essi sia in grado di resistere il più possibile alla corrosione sia dei nitrati che dei cloruri.

Per una miglior chiarezza riportiamo di seguito **Tabella 9.1 – 9.2** le composizioni delle due sostanze che compongono il *solar salt* e il materiale a transizione di fase utili al funzionamento del sistema di accumulo per l'impianto ad unico serbatoio.

SOLAR SALT		
	NaNO ₃	KNO ₃
% in massa	60	40

Tabella 9.1 – Composizione solar salt.

PCM			
	NaCl	CaCl ₂	CaO
% in massa	32,88	63,76	3,36

Tabella 9.2 – Composizione PCM.

Si noti che le composizioni sono espresse in percentuale di massa.

Oltre alla composizione delle sostanze a cui il materiale deve resistere, un ulteriore requisito fondamentale è legato alla temperatura. In particolare tali sostanze hanno un comportamento corrosivo differente in funzione alle condizioni alle quali sono posti.

Nell'impianto che abbiamo simulato nel paragrafo 7.3 la temperatura di funzionamento nominale, coincidente con la temperatura di cambiamento di fase del

PCM, aggira attorno ai 500°C. A tale temperatura il *solar salt* si troverà totalmente allo stato liquido mentre il PCM si troverà in una fase mista solido-liquida.

Questo significa che normalmente il materiale, che andrà a comporre il contenitore di incapsulamento, rimarrà a contatto con le due sostanze in diverse fasi, ad una temperatura di 500°C. Si sono quindi testati una serie di materiali immersi nella soluzione di nitrati e di cloruri ad una temperatura di 500°C.

9.2 Prove

In riferimento all'obiettivo e ai requisiti precedentemente menzionati, per ogni materiale si è:

- pesato il provino prima e dopo il trattamento, per quantificare la perdita in peso;
- si è fotografato il provino allo stereo microscopio prima e dopo il trattamento per verificare lo stato superficiale.

Alcuni provini sono stati testati con entrambe le sostanze, mentre per altri si è preferito testarli solo con il PCM, per il quale le conoscenze in letteratura sono minime. Sempre per lo stesso motivo per alcuni materiali si sono effettuate più prove, mentre per altri ci si è accontentati di una sola prova. In ogni caso la qualità dei risultati è da considerare molto buona grazie al livello delle attrezzature e all'utilizzo delle miscele saline effettivamente usate nell'impianto.

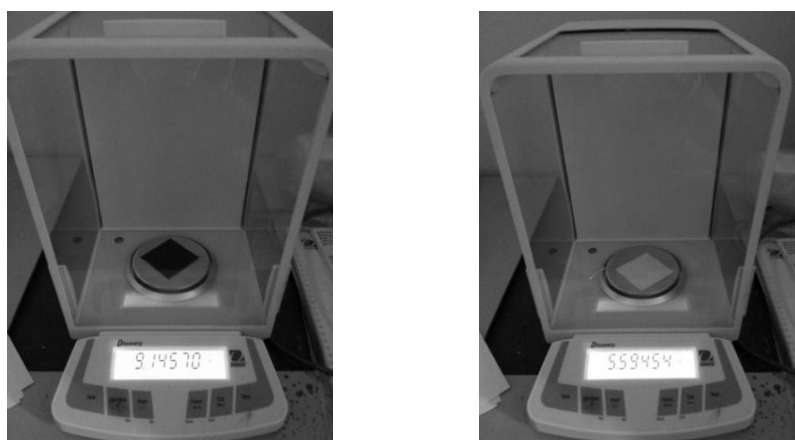


Figura 9.1 – Misure di peso in bilancia analitica

In **Tabella 9.3** sono riportati i materiali che sono stati testati, i relativi pesi iniziali medi e le loro forme, prima di sottoporli al trattamento. Si è utilizzata una bilancia analitica per aumentare la precisione di misura.

MATERIALE	Peso Iniziale medio [g]	
Alluminio anodizzato	9,121723	
Alluminio anodizzato Aleris 55HXTM	5,65133	
Ossido di alluminio	7,84652	
Ossido di zirconio	5,15696	
Carburo di silicio	3,40895	
Nitruro di silicio	4,75806	

Tabella 9.3 – Pesi iniziali medi dei provini testati.

Vengono anche riportate alcune delle foto allo stereo microscopio dei provini fatte prima del trattamento, per poter successivamente confrontare lo stato superficiale a fine trattamento.

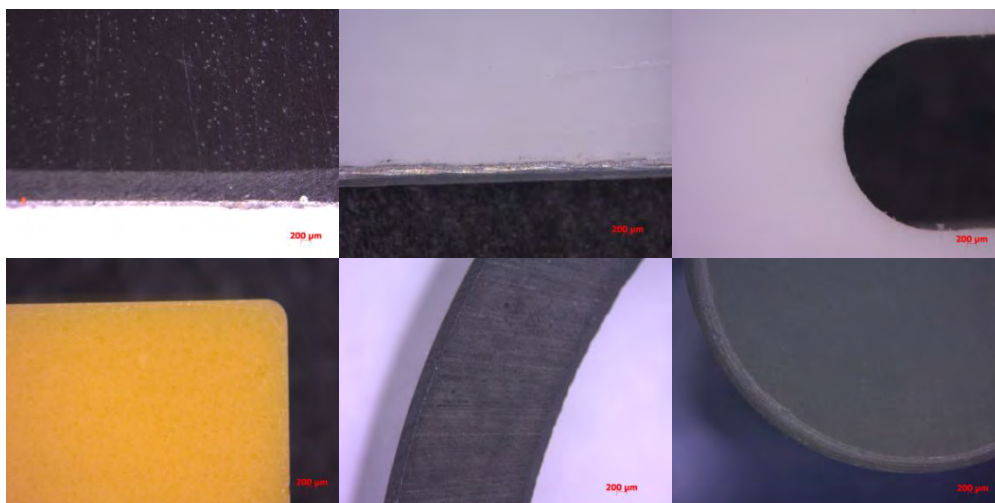


Figura 9.2 – Stato superficiale dei provini prima del trattamento (ordine delle img. come in **Tabella 9.1**).

Per quanto riguarda le sostanze PCM e *solar salt*, esse non sono presenti in commercio già miscelate, ma si è dovuto prepararle mescolando, in corrette quantità, le loro componenti.

I cloruri che compongono il PCM sono stati procurati puri, mentre i nitrati del *solar salt* tradizionalmente utilizzati non sono totalmente puri ma contengono impurità. Per aver a che fare con il *solar salt* realmente utilizzato, i nitrati sono stati forniti direttamente dall'impianto di Priolo Gargallo in Sicilia.

Definita una certa massa delle due miscele saline, si sono calcolate le giuste quantità delle varie componenti rispettando le percentuali di massa di **Tabella 9.2 – 9.3**. Di seguito sono riportati i risultati per un massa complessiva di 250 g:

SOLAR SALT		
	NaNO ₃	KNO ₃
% in massa	60	40
massa	150	100

Tabella 9.4 – Masse componenti solar salt per 250g di sostanza.

PCM			
	NaCl	CaCl ₂	CaO
% in massa	32,88	63,76	3,36
massa	82,2	159,4	8,4

Tabella 9.5 – Masse componenti PCM per 250g di sostanza.





Figura 9.3 – Preparazione dosi delle componenti.

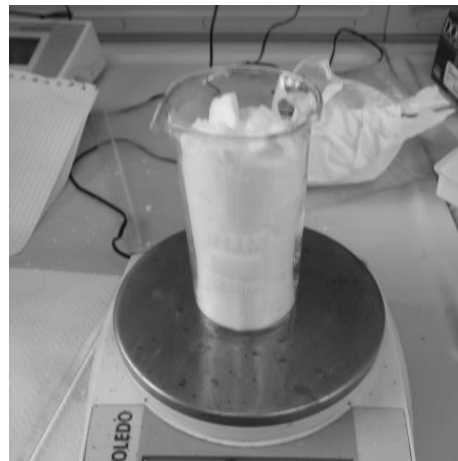


Figura 9.4 – Miscele compressive (SX:=PCM, DX:=Solar Salt).

Le miscele saline, con i vari provini, sono stati messi in ciotole di porcellana (**Figura 9.5**).

Dopo alcune prove, con la miscela PCM, le ciotole di porcellana si sono usurate e quindi è stato utilizzato un recipiente metallico (**Figura 9.5**).



Figura 9.5 – Preparazione ciotole/pentolina.

Pronte le ciotole, il forno è stato portato alla temperatura del trattamento: 500°C, e inserite le ciotole nel forno. Per evitare shok termici si è scelto, per alcuni materiali, di inserirle nel forno prima che fossero raggiunti i 500°C in modo da riscaldare il tutto in maniera graduale.

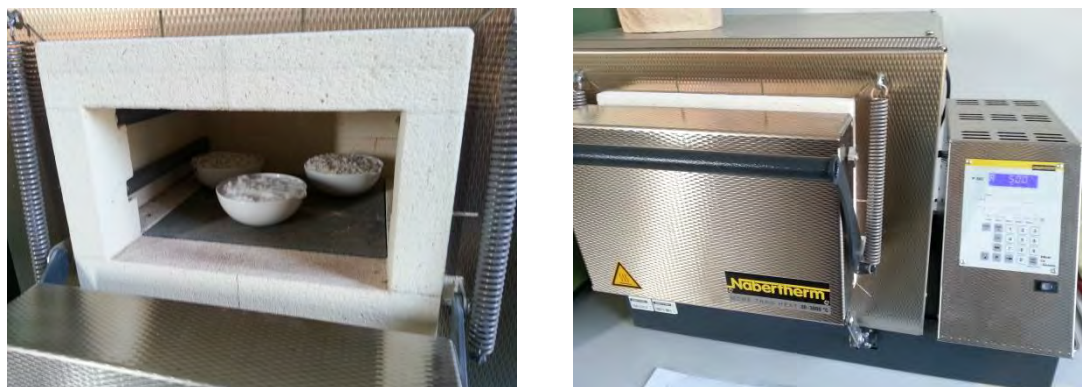


Figura 9.6 – Posizionamento ciotole in forno.

Per ogni prova sono state inserite in forno 3 ciotole con combinazioni provino-sostanza differenti in modo da testare ogni materiale con entrambe le sostanze. Per

alcuni materiali essendo i provini di forma e dimensione minore si è potuto utilizzare un'unica pentolina con all'interno 4 provini.

Il trattamento è composto da due fasi, una prima fase di durata 12 ore in cui il sistema viene mantenuto a temperatura costante a 500° e una seconda in cui invece si lascia raffreddare il tutto per 12 ore in modo da evitare shock termici in fase di raffreddamento.

Per i materiali che hanno resistito alla corrosione durante il trattamento di 12 ore si è poi deciso di rafforzare la prova aumentando il numero di ore in cui il tutto rimane a 500°C.

Questa seconda prova consente di ottenere risultati più vicini alle condizioni reali in cui il materiale sarà sottoposto. Infatti l'impianto progettato e simulato nei capitoli precedenti, una volta raggiunta la condizione di regime, cioè raggiunti i 500°C, rimarrà a tale temperatura, o comunque a valori prossimi ad essa, per tutto il tempo di funzionamento dell'impianto.

I provini sono stati nuovamente inseriti nella pentolina con i sali e quindi in forno programmato per il mantenimento di 100 ore alla temperatura di 500°C.

Anche in questo caso, per evitare shock termici il tutto è stato riscaldato gradualmente e dopo le 100 ore vengono lasciate alcune ore per consentire anche un raffreddamento graduale.

Infine i provini sono stati nuovamente pesati e fotografati a microscopio per studiare gli eventuali effetti.

9.3 Risultati

Si è già detto che per studiare se i provini dei materiali testati resistano alla corrosione si è scelto di analizzare quanto e se diminuisce il peso tra prima e dopo il trattamento e inoltre, per avere un'indicazione più precisa, fotografarne lo stato superficiale.

Per quanto riguarda la miscela di nitrati (*solar salt*) sono state svolte delle prove solo per due dei provini: alluminio anodizzato e alluminio anodizzato ALEXIS. In particolare visto che già questi materiali, più tradizionali e meno costosi, hanno resistito alla corrosione, si può concludere che anche i materiali ceramici resistono ai nitrati.

Inoltre per quanto detto nel capitolo 3 in letteratura esistono già numerosi dati su materiali usati in caso di soluzioni di nitrati.

Sono invece state svolte più prove con la soluzione di cloruri (PCM) visto che questa problematica è totalmente nuova e ancora in fase di ricerca.

I risultati delle prove sperimentali sono riassunti in **Tabella 9.6**: per ognuno dei provini, sono riportati i pesi prima e dopo il trattamento, specificando anche la durata del trattamento ai quali sono stati sottoposti. Nella colonna “corrosione” vengono riportate le differenze di peso tra prima e dopo il trattamento.

Prove Con PCM				
MATERIALE	TEMPO [ore]	PESO INIZIALE [g]	PESO FINALE [g]	CORROSIONE [g]
Alluminio anodizzato	12	9,1457	8,99386	0,15184
"	12	9,09264	8,94035	0,15229
Alluminio anodizzato ALEXIS	12	5,59454	5,37497	0,21957
"	12	5,59367	5,39638	0,19729
Ossido di alluminio	12	7,84652	7,84652	-
"	100	7,8462	7,8462	-
Ossido di zirconio	12	5,15696	5,15696	-
"	100	5,15647	5,15647	-
Carburo di silicio	12	3,40895	3,40711	0,00184
"	100	3,40711	3,39791	0,0092
Nitrato di silicio	12	4,75806	4,75635	0,00171
"	100	4,75635	4,71648	0,03987

Tabella 9.6 – Risultati prove corrosione per diversi materiali.

Vengono riportate anche le immagini ottenute allo stereo microscopio nelle quali sono rappresentate le condizioni delle superficiali prima e dopo il trattamento .

Le prime immagini si riferiscono alle prove da 12 ore mentre le successive a quelle da 100 ore.

Quest’ultime sono state fatte solo per i materiali che hanno resistito alle prove da 12 ore.

Prove da 12 ORE:

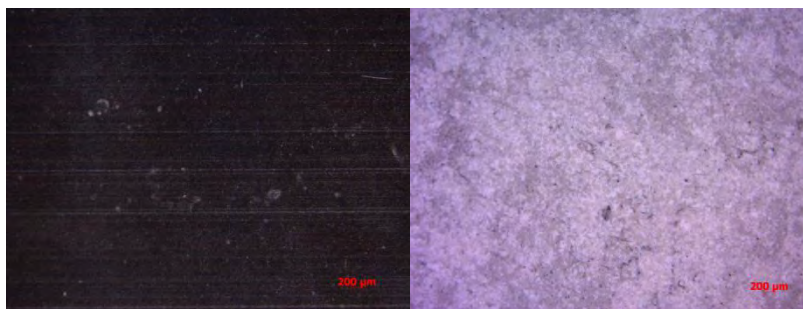


Figura 9.7 – Alluminio anodizzato, 12 ORE – SX: prima, DX: dopo

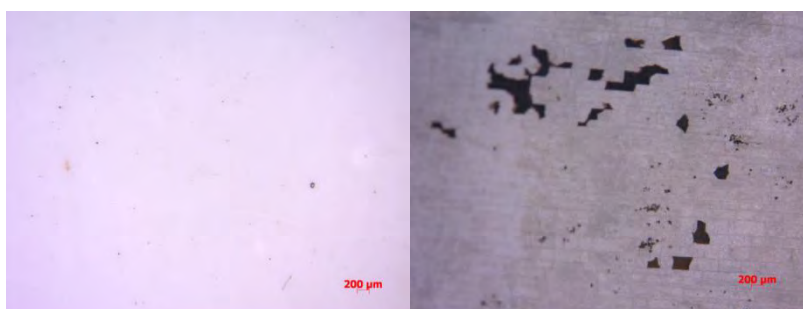


Figura 9.8 – Alluminio anodizzato ALEXIS, 12 ORE – SX: prima, DX: dopo

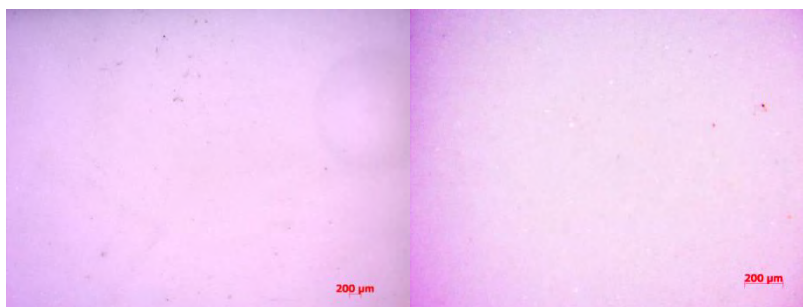


Figura 9.9 – Ossido di alluminio, 12 ORE – SX: prima, DX: dopo

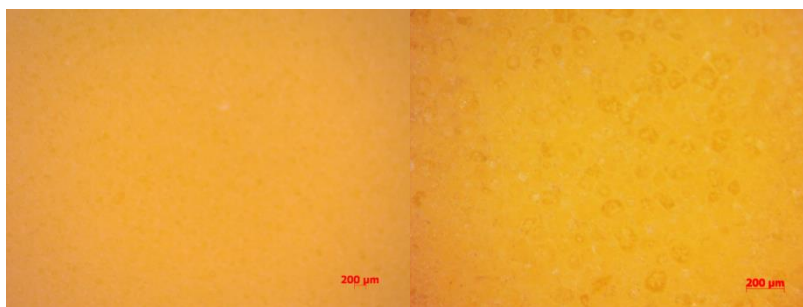


Figura 9.10 – Ossido di zirconio, 12 ORE – SX: prima, DX: dopo

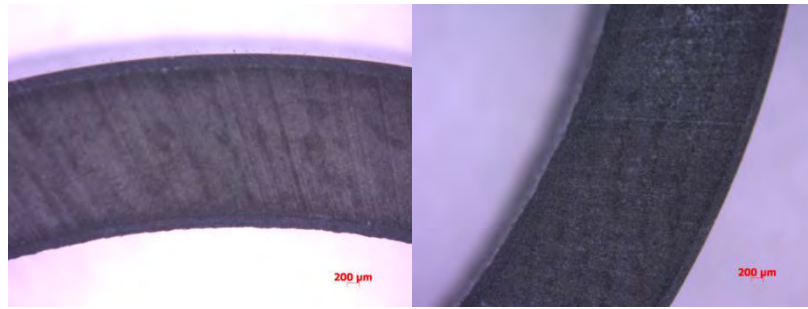


Figura 9.11 – Carburo di silicio, 12 ORE – SX: prima, DX: dopo

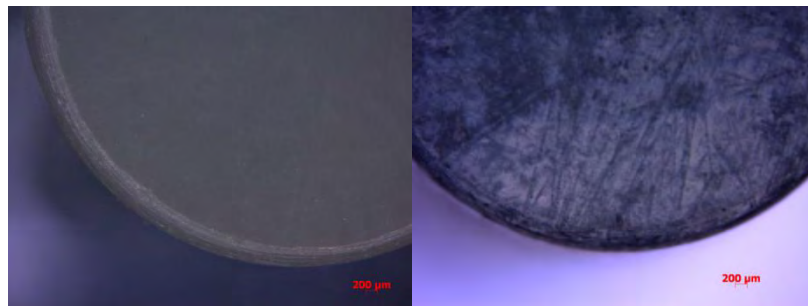


Figura 9.12 – Nitruro di silicio, 12 ORE – SX: prima, DX: dopo

Prove da 100 ORE:

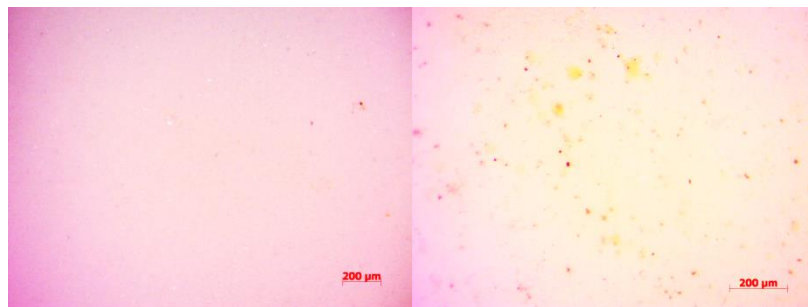


Figura 9.13 – Ossido di alluminio, 100 ORE – SX: prima, DX: dopo

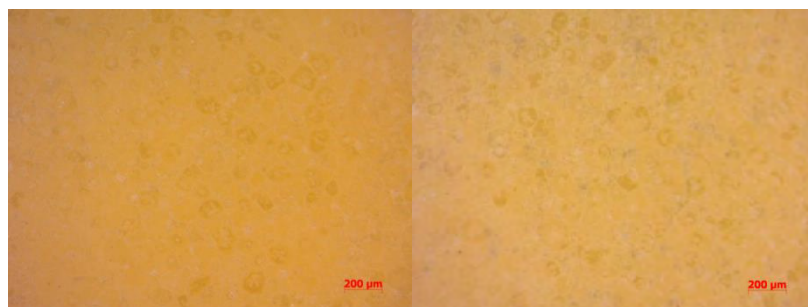


Figura 9.14 – Ossido di zirconio, 100 ORE – SX: prima, DX: dopo

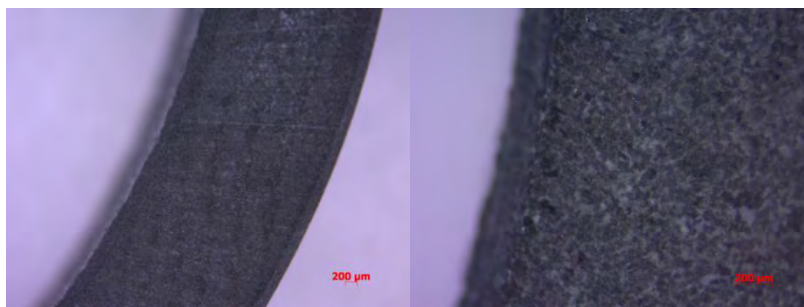


Figura 9.15 – Carburo di silicio, 100 ORE – SX: prima, DX: dopo

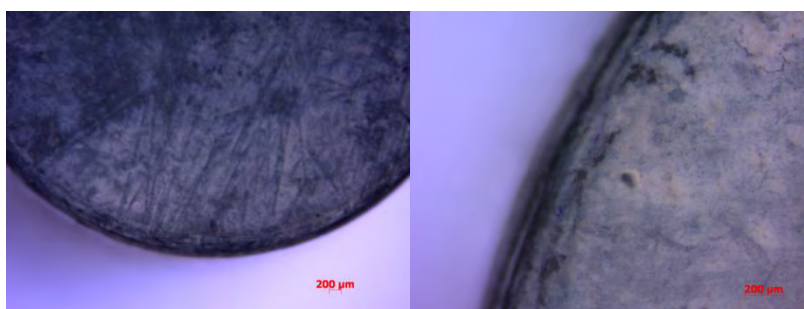


Figura 9.16 – Nitruro di silicio, 100 ORE – SX: prima, DX: dopo

Da **Tabella 9.6** e dalle immagini a stereoscopio è facile dedurre che:

- L'alluminio, qualunque sia la sua anodizzazione, non è un materiale in grado di resistere all'attacco da parte dei cloruri.
Questo fatto viene ben messo in evidenza dalle **Figure 9.7 – 9.8** in cui si vedono solo alcuni residui dell'anodizzazione.
Si noti inoltre che essendosi verificato questo già con prove di 12 ore si è scelto di scartare tali materiali e di non sottoporli a prove da 100 ore.
- I materiali ceramici: ossido di alluminio, ossido di zirconio e carburo di silicio hanno resistito sufficientemente bene alla prima prova da 12 ore, conservando il loro stato superficiale e la perdita in peso è trascurabile. In particolare l'ossido di alluminio e l'ossido di zirconio non sono stati attaccati dalla miscela salina.
- Il nitruro di silicio presenta una variazione della colorazione superficiale.
- Ossido di alluminio e ossido di zirconio hanno resistito in maniera ottima anche alla prova delle 100 ore. Più in dettaglio osservando il loro stato superficiale in

Figura 9.13 – 9.14 hanno cambiato leggermente colore ingiallendosi ma senza subire grosse modifiche.

- Con prove da 100 ore sia il carburo di silicio sia il nitrato di silicio sono da scartare come possibili materiali, in quanto la corrosione comincia ad assumere valori importanti e il loro stato superficiale si modifica a vista d'occhio (**Figure 9.15 – 9.16**).

In conclusione possiamo quindi dire che gli unici materiali, tra quelli testati, che garantiscono una buona resistenza alla corrosione dei cloruri sono l'ossido di alluminio e l'ossido di zirconio.

E' importante però, prima di scegliere definitivamente quale sia il più adeguato, verificare se le proprietà fisiche e meccaniche di tali materiali siano adeguate allo scopo in questione. In particolare sappiamo che il materiale che andremo a scegliere deve essere caratterizzato da una buona conducibilità termica in quanto costituisce l'involucro per il PCM che deve scambiare calore con il *solar salt* all'interno del serbatoio di accumulo.

A tal proposito quindi riassumiamo brevemente le principali caratteristiche per questi due materiali che hanno fin qui dimostrato di resistere alla corrosione.

Ossido di zirconio

A seconda della struttura cristallina, gli ossidi di zirconio sottoposti a sollecitazione meccanica possono presentare reazioni pseudoelastiche, consentendo così di ottenere resistenza estremamente elevata dei componenti. Oltre alle loro straordinarie proprietà tribologiche in termini di attrito e usura su oggetti che si muovono in direzione opposta, gli ossidi di zirconio si distinguono anche per le seguenti caratteristiche:

- straordinaria resistenza a rottura;
- elevata resistenza all'usura;
- elevata resistenza alla corrosione;
- bassa conducibilità termica;
- coefficiente di dilatazione simile all'acciaio.

In tal modo gli ossidi di zirconio hanno acquistato un'importanza sempre maggiore come materiali strutturali per componenti soggetti a forti sollecitazioni, ovunque si richieda resistenza all'usura, resistenza alla corrosione o isolamento elettrico e termico.

Ossido di alluminio

L'ossido di alluminio, nei suoi gradi di purezza, è il materiale in ossidoceramica di gran lunga più importante.

Le sue caratteristiche principali per cui si distingue sono:

- resistenza meccanica da elevata a estremamente elevata;
- buona conducibilità termica;
- elevata resistenza a corrosione e a usura;
- buone proprietà di scorrimento;
- ottimo isolamento elettrico.

Gli ossidi di alluminio sono materiali che sempre più trovano applicazioni in ambiente corrosivo, in cui è richiesta un buon isolamento elettrico ma non termico.

A questo punto possiamo scartare come materiale anche l'ossido di zirconio in quanto risultata non aver un'elevata conducibilità termica e pertanto andrebbe a limitare la qualità dello scambio termico tra PCM e *solar salt*. Secondo quanto appena detto invece, l'ossido di alluminio (allumina) ha tutte le caratteristiche richieste per l'applicazione in questione.

Rimane infine da fare alcune osservazioni relativamente ai costi e alle possibilità in commercio sulla produzione di cilindri in allumina.

Prima di tutto possiamo mettere in risalto alcune informazioni preliminari trovate in letteratura a proposito della produzione di cilindri in allumina.

A tal proposito viene in seguito riportato il catalogo relativo all'Azienda “*Franco Corradi*” specializzata nella produzione di materiali ceramici.

TUBI IN ALLUMINA					
OD mm	ID mm	Sezione mm ²	Massa kg/m	Vol interno dm ³ /m	Vol/massa tubo dm ³ /kg
8	5	30,63	0,12	1,96E-02	0,163
9	6	35,34	0,14	2,83E-02	0,203
9,6	6,4	40,21	0,16	3,22E-02	0,203
10	6	50,27	0,20	2,83E-02	0,143
12	8	62,83	0,25	5,03E-02	0,203
12,7	8,9	64,47	0,25	6,22E-02	0,245
14	10	75,40	0,30	7,85E-02	0,264
15	10	98,17	0,39	7,85E-02	0,203
17	12	113,88	0,45	1,13E-01	0,252
17,5	11,1	143,76	0,57	9,68E-02	0,171
20	15	137,44	0,54	1,77E-01	0,326
24	18	197,92	0,78	2,54E-01	0,326
26	20	216,77	0,85	3,14E-01	0,368
28	20	301,59	1,19	3,14E-01	0,264
30	23	291,38	1,15	4,15E-01	0,362
35	27	389,56	1,53	5,73E-01	0,373
42	34	477,52	1,88	9,08E-01	0,483
46	38	527,79	2,08	1,13E+00	0,545
50	40	706,86	2,79	1,26E+00	0,451
60	50	863,94	3,40	1,96E+00	0,577
65	56	855,30	3,37	2,46E+00	0,731
70	60	1021,02	4,02	2,83E+00	0,703
75	65	1099,56	4,33	3,32E+00	0,766
80	70	1178,10	4,64	3,85E+00	0,829
85	75	1256,64	4,95	4,42E+00	0,892
90	80	1335,18	5,26	5,03E+00	0,956
100	85	2179,48	8,59	5,67E+00	0,661
115	100	2532,91	9,98	7,85E+00	0,787
120	100	3455,75	13,62	7,85E+00	0,577
130	110	3769,91	14,85	9,50E+00	0,640
140	120	4084,07	16,09	1,13E+01	0,703
150	130	4398,23	17,33	1,33E+01	0,766

Tabella 9.7 – Catalogo tubi in allumina, Azienda “Franco Corradi”.

Ricordando le dimensioni che sono state ottenute nel dimensionamento dei contenitori cilindrici nel paragrafo 8.2: $d_c = 80 \text{ mm}$ e $h_c = 4 \text{ m}$, si consideri un contenitore spesso di $s = 5 \text{ mm}$ a cui corrisponde un diametro esterno $d_e = 90 \text{ mm}$. Dal catalogo riportato in **Tabella 9.7** si può verificare che si parla di dimensioni realizzabili e commercialmente esistenti.

Verificato che le dimensioni e la geometria scelte nel capitolo 8 sono effettivamente realizzabili, è opportuno farsi almeno un’idea preliminare del costo della realizzazione di un cilindro in allumina.

Da informazioni ottenute chiedendo un preventivo all’Azienda “Franco Corradi” per 20000 cilindri in allumina delle dimensioni menzionate precedentemente, corrispondenti a circa 420 t di allumina, ci è stato dato come valore preliminare un costo di circa 6 €/kg.

Questo significa che per la realizzazione dei contenitori di incapsulamento è richiesto una spesa di circa due milioni e mezzo di euro.

Confrontando tale costo con il valore medio per l'acciaio INOX di 3 €/kg, la differenza non risulta così rilevante a fronte di migliori prestazioni in termini di resistenza a corrosione dall'attacco di entrambe le sostanze e non solo dei nitrati.

L'aspetto più importante è che essendo la densità dell'allumina circa la metà di quella dell'acciaio, anche se il costo al kg è maggiore, a parità di geometria dei cilindri, con un kg di allumina si fa il doppio di volume (dentro al tubo) rispetto ad un kg di acciaio INOX. In altri termini per il nostro scopo di confinare i cloruri, l'involucro in allumina costa circa lo stesso di un involucro di acciaio INOX, se non un po' meno.

L'analisi dettagliata dei costi non viene trattata in questa Tesi ma si può osservare come prima cosa che la soluzione innovativa di accumulo, che prevede un solo serbatoio con all'interno i contenitori cilindrici in allumina, non richiede la realizzazione e i relativi costi di un secondo serbatoio, come invece avviene per la più tradizionale tecnica di accumulo a doppio serbatoio. Dopo tutto però questa soluzione impiantistica richiede costi aggiuntivi non di poco conto per l'incapsulamento.

Questo quindi ci permette di concludere che c'è un risparmio nel costo dell'unico serbatoio ma è minimo a causa della rilevante spesa legata all'incapsulamento del PCM.

Conclusioni

Nella trattazione fin qui discussa è stata affrontata la progettazione di un innovativo sistema di accumulo per gli impianti solari termodinamici. Il sistema, diversamente dagli impianti già esistenti, prevede l'utilizzo di un unico serbatoio di accumulo, il quale però non contiene solo una sostanza che consenta l'accumulo a calore sensibile (*solar salt*), ma vengono sfruttate particolari caratteristiche dei cosiddetti materiali PCM, che consentono l'accumulo a calore latente.

I risultati che EIE Group, azienda ideatrice, si aspettava erano quelli di una riduzione in termini di massa e di volume del serbatoio, che si possono rispecchiare in una complessiva riduzione dei costi d'impianto.

Il processo logico seguito nella trattazione è iniziato prima con una parte introduttiva, in cui vengono spiegate le principali caratteristiche tecniche e funzionali di questi impianti, seguita da una fase di documentazione e di ricerca sulle possibili sostanze utili allo scopo di accumulare energia termica.

La parte principale della Tesi è invece concentrata sulla fase di progettazione. Prima viene modellato il tradizionale sistema a due serbatoi, cercando di comprenderne il funzionamento applicando il modello ad impianti già esistenti. In una fase successiva invece, viene implementato un codice che consenta di dimensionare i corretti valori di masse e volumi per l'innovativa strategia di accumulo. L'applicazione di quest'ultimo codice di simulazione è relativa ad un impianto "prototipo" da 100 kWe.

Allo scopo di estrarre da queste simulazioni i vantaggi introdotti dal materiale a transizione di fase, vengono confrontati i risultati inerenti a due impianti differenti: uno in cui nel serbatoio di accumulo sia presente solo *solar salt* e l'altro in cui sia presente anche una certa massa di PCM.

Per progettare in maniera più dettagliata il serbatoio di accumulo si è poi individuata una certa tecnica e una geometria che consentano di incapsulare il PCM in opportuni contenitori.

Nel far questo si è però presentato un problema non trascurabile e di primaria importanza. Infatti tale materiale, utile alla realizzazione dei contenitori, deve essere

caratterizzato principalmente da due peculiarità: ottima resistenza a corrosione, sia in ambiente di nitrati che di cloruri, e inoltre buona conducibilità termica che permetta un buon scambio termico tra le due sostanze.

A tal proposito si è svolto, oltre ad un'ulteriore fase di progettazione, una fase di sperimentazione per sottoporre a prove di corrosione alcuni provini di materiali diversi.

Dai risultati ottenuti si possono trarre numerose conclusioni che consentono di inquadrare in termini di funzionamento e nella parte economica, il nuovo impianto solare.

Dalle simulazioni con e senza materiale a cambiamento di fase, si può dedurre come effettivamente l'introduzione nel serbatoio di questi materiali consenta complessivamente, a parità di energia prodotta, di ridurre (quasi dimezzare) la quantità di sali necessaria al corretto funzionamento dell'impianto.

Questo aspetto induce inoltre una diminuzione del volume complessivo del serbatoio di accumulo, a favore di una più semplice fattibilità realizzativa e di una riduzione dei costi.

Il confronto con il tradizionale sistema di accumulo a doppio serbatoio non è però immediato, in quanto si ha a che fare con principi di funzionamento totalmente differenti. In particolare la sostanziale discrepanza è legata alle ore di funzionamento degli impianti. Impianti a due serbatoi sono attualmente utilizzati in supporto a tradizionali centrali elettriche, cioè è previsto il loro funzionamento solo per un certo numero di ore all'anno, mentre per l'impianto che si vuole realizzare ad unico serbatoio è richiesto un funzionamento continuo.

L'unica conclusione che può essere tratta dal confronto tra l'impianto a due serbatoi e l'impianto ad unico serbatoio è legata ai costi. Avendo individuato quanti e di quale materiale debbano essere fatti i contenitori di incapsulamento per il PCM, si può considerare un risparmio economico limitato per il serbatoio d'accumulo, in quanto, anche se si ha a che fare con un serbatoio in meno, per l'innovativo sistema di accumulo notevoli costi devono essere sostenuti per la realizzazione dell'incapsulamento.

A proposito invece della parte di stretta progettazione del serbatoio, una volta note le masse delle sostanze e i volumi complessivi, si è potuto concludere come sia più opportuno immagazzinare il materiale a transizione di fase in contenitori cilindrici anziché sferici. Questo sia per motivi dimostrati matematicamente che per motivazioni legate alle difficoltà e ai costi di realizzazione.

Sono molto importanti e sufficientemente accurate anche le conclusioni che si possono estrapolare dalla fase di sperimentazione.

Materiali più tradizionali e poco costosi (come l'alluminio anodizzato) sono adeguati a resistere all'ambiente di nitrati, mentre non sono per niente utilizzabili a contatto con cloruri. Questo ha portato a spingersi oltre, testando materiali più complessi e costosi. Tra questi ultimi si sono trovate due alternative: l'ossido di alluminio e l'ossido di zirconio.

Ricordando però che il materiale scelto deve consentire un buono scambio termico tra PCM e *solar salt*, si è escluso l'ossido di zirconio caratterizzato da bassa conducibilità termica.

In definitiva il materiale opportuno tra quelli testati è risultato l'ossido di alluminio (allumina), il quale non ha costi così elevati, ma anzi in termini di geometria cilindrica viene a costare anche meno dell'acciaio INOX, utilizzato attualmente per la realizzazione dei serbatoi in impianti in cui viene usata solo la soluzione di nitrati.

Si può concludere quindi dicendo che la progettazione di impianti solari termodinamici ad unico serbatoio con materiale a transizione di fase è realizzabile concretamente e può portare numerosi vantaggi, anche se richiede una fase di progettazione più complessa. L'altra problematica è legata ai costi di investimento iniziale necessari. Questi risultano maggiori rispetto ai costi di un impianto tradizionale fotovoltaico, ma consentono un ricavo economico annuo di gran lunga superiore rispetto agli impianti solari fotovoltaici.

Inoltre, già attualmente ma anche in un futuro non così lontano, grazie alla ricerca e alla sperimentazione, questi impianti innovativi potranno consentire, oltre al risparmio economico rispetto agli impianti CSP attualmente in funzione, un funzionamento completamente autonomo e continuo.

Bibliografia

- 1) A. Fontanella, T. Crescenzi, F. Di Mario, F. Fabrizi, D. Mazzei, 2011, “*Solare Termodinamico*”, Quaderno – ENEA, (fonte: www.enea.it/it/enea_infoma/.../quaderni.../).
- 2) F. Di Mario e A. Fontanella, 2011, “*La ricerca dell'ENEA sul solare a concentrazione*”, Ingenio – Sistema integrato di informazione per l'ingegnere, ENEA, Unità Tecnica Fonti Rinnovabili, edizioni EMREADY, RSM, (fonte: www.ingenio-web.it).
- 3) M. Falchetta, 2006, “*Il programma ENEA sull'energia solare a concentrazione ad alta temperatura*”, Documento ENEA, Unità ricerca e sviluppo, (fonte: www.enea.it/com/solar/doc/documenti.html).
- 4) International Energy Agency, 2010, “*Renewable Energy Essentials: Renewable Energy Essentials: Solar Heating and cooling*”, pubblicazione OECD/IEA, (fonte: www.iea.org/publications/).
- 5) F. Fabrizi, 2007, “*Il solare Termodinamico nella produzione di Energia Rinnovabile e nella Generazione distribuita ad Alta Efficienza Energetica*”, Progetto TREBIOS–ENEA/TER/SOLTERM, (fonte: www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo).
- 6) S.Tenan, Relatore: A. Perretta, 2011, “*Modellazione ottica di un radiometro mobile per concentratori solari termodinamici con ricevitore cilindrico*”, Tesi di Laurea in Tecnologie Fisiche Innovative , Università degli studi di Ferrara, (fonte: www.unife.it/Tesi).
- 7) E. Marchini, “*La tecnologia dei collettori solari a tubi sottovuoto – Materia, schemi di funzionamento, caratteristiche tecniche, confronto con i pannelli solari piani*”, Materiale pubblicato da: Eht Italia s.r.l, (fonte: www.ehtitalia.it).
- 8) P. di Marco, 2007, “*I cicli termici delle macchine motrici*”, Appunti di Fisica Tecnica e Macchine Termiche, Università di Pisa, (fonte: www.den.unipi.it).
- 9) A. Cavallini, L. Mattarolo, 1992, “*Termodinamica Applicata*”, CLEUP Padova.
- 10) N. Forgione, 2009, “*Termodinamica e Termoidraulica*”, Appunti del Corso di Laurea in Ingegneria della Sicurezza Industriale e Nucleare, Università di Pisa, (fonte: www.dimnp.unipi.it/forgione-n/Trasmissione_dell_calore).
- 11) S. Vergura, 2012, “*Confronto tecnico–economico–finanziario tra due tecnologie solari per la produzione di energia elettrica*”, Ingenio – Sistema integrato di informazione per l'ingegnere, numero 4, edizioni EMREADY, RSM, (fonte: www.ingenio-web.it).

- 12) V. Brignoli, 2010, “*L’accumulo termico per gli impianti solari termodinamici - Thermal Storage*”, Solar Thermal Power & Solar Thermal Electric, (fonte: www.solarethermalpower.it).
- 13) E. Craig, J. Tyner, P. Sutherland, W. R. Gould, Jr, “*Solar Two: A Molten Salt Power Tower Demonstration*”, Department of Energy – DOE, Sandia National Laboratories, Albuquerque, (fonte: www.large.stanford.edu/publications).
- 14) K. Edem N’Tsoukpoe, Hui Liu, Nolwenn Le Pierre’s, Lingai Luo, 2009, “*A review on long-term sorption solar energy storage*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 13, Issue 9, Pages 2385-2396, (fonte: www.elsevier.com/locate/rser).
- 15) R. Lazzarin, M. Noro, F. Busato, 2011, “*Studio di sistemi di accumulo a cambiamento di fase nel solar cooling*”, ENEA, Report EdS/2011/256, (fonte: www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/).
- 16) A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, “*Review on thermal energy storage with phase change materials and applications*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 13, Issue 2, Pages 318-345, (fonte: www.elsevier.com/locate/energy).
- 17) S. Sau, E. Veca, N. Corsaro, A. Tizzoni, 2013, “*Nitrati fusi come fluido termovettore intermedio, confronto fra una miscela binaria ed una ternaria contenete calcio*”, ENEA, Report RdS/2013/019, (fonte: www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/).
- 18) Murat M. Kenisarin, 2010, “*High-temperature phase change materials for thermal energy storage*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 27, Pages 724-737, (fonte: www.elsevier.com/locate/rser).
- 19) A. Miliozzi, G.M. Giannuzzi, 2008, “*Studio ed analisi critica dei sistemi di accumulo termico a media temperatura*”, Progetto ELIOSLAB, ENEA, Dipartimento Tecnologie per l’Energia, Ricerca Industriale RI 4.1, (fonte: openarchive.enea.it).
- 20) L.F. Cabezaa, A. Castell, C. Barrenechea, A. de Graciaa, A.I. Fernándezb, 2010, “*Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 15, Issue 3, Pages 1675-1695, (fonte: www.elsevier.com/locate/rser).
- 21) M. Kenisarin, K. Mahkamov, 2006, “*Solar energy storage using phase change materials*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 11, Issue 9, Pages 1913-1965, (fonte: www.elsevier.com/locate/rser).

- 22) M. Passoni, M. Radice , Relatore: Paolo Silva, 2011, *“Analisi tecnico-economica di sistemi di accumulo termico per impianti solare termodinamici a concentrazione parabolico lineare”*, Tesi di Laurea in Ingegneria Energetica, Politecnico di Milano, (fonte: www.politesi.polimi.it).
- 23) U. Herrmann, B. Kelly, H. Price, 2004, *“Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants”*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 29, Pages 883-893, (fonte: www.elsevier.com/locate/energy).
- 24) D. Kearney, U. Herrmann, P.Nava, B. Kelly, R. Mahoney, J. Pacheco, R.Cable, N. Potrovitza, D. Blake, H. Price, 2002, *“Assesment of molten salt heat transfer fluid in a parabolic trough solar field”*, Journal of Seismology and Earthquake Engineering - JSEE.
- 25) P. Brunello, R. Zecchin, 1987, *“Thermal and Solar Properties of Windows”*, International Energy Agency, Expert Guide Step 2, Windows and fenestration Annex XII.
- 26) www.itishertz.it/solare/radiazione.html
- 27) Phase Change Materials Products Ltd., 2011, *“PCM - Thermal Energy Storage (TES)”*, Design Guide, (fonte: www.pcmproducts.net).
- 28) M. Fossa, 2012, *“Diagrammi e Tabelle”*, Appunti del corso di Termoenergia e Condizionamenro Ambientale, Università degli Studi di Genoa, (fonte: www.ditec.unige.it/users/tgl/documents).
- 29) http://www.archimedesolareenergy.it/it_enea_archimede_project.htm
- 30) C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo, 1992, *“Trasmissione del calore”*, CLEUP Padova.
- 31) M. Vio, P. Romagnoni, F. Peron, 2001, *“Lo scambio termico per convezione”*, Appunti del corso di Fisica Tecnica, IUAV Venezia, (fonte: www.iuav.it/Ateneo1/docenti/architettu/documenti-st/).

