Università degli Studi di Ferrara

DOTTORATO DI RICERCA IN
"SCIENZE DELL'INGEGNERIA"

CICLO XXI

COORDINATORE Prof. Trillo Stefano

MODELLAZIONE DEI SISTEMI DI ACCUMULO TERMICO PER IMPIANTI SOLARI

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND 11

Dottorando
Dott. Musa Maria Luisa

Tutore
Prof. Fausti Patrizio

Anni 2006/2010

Ringraziamenti

Vorrei esprimere la mia gratitudine al mio tutore, Prof. Patrizio Fausti, per la sua guida e disponibilità durante questi anni di dottorato.

Un particolare ringraziamento al Prof. Stefano Piva, che con rigore intellettuale e con pazienza mi ha guidato e fornito costante supporto per lo svolgimento della ricerca.

A Enrico, per l'infinita pazienza e comprensione dimostrate in questi mesi.

Ai miei zii Antonio e Laila, che con la loro disponibilità ed ospitalità mi hanno offerto una "seconda casa", consentendomi di ridurre le distanze da Ferrara.

A Michela, per essere stata presente in tutti i momenti della mia vita con le sue parole ed il suo sostegno quotidiano.

Ai miei fratelli, Marcello e Maya, per l'affetto e il supporto incondizionato.

A mio papà, per gli sforzi e per la dedizione affinché potessi portare a termine il dottorato, e a mia mamma, per la sua assistenza e l'incoraggiamento dal primo all'ultimo giorno, dedico questa tesi.

Indice

Capitolo 1. Introduzione 1
1.1. Definizione del problema 1
1.2. Impianti solari termici 2
1.3. Scopo del Lavoro 4
1.4. Metodologia 4
Capitolo 2. Accumulo di Energia Termica: Stato dell'arte 7
2.1. Accumulo Termico 8
2.2. Accumulo Termico per Energia Solare 13
2.2.1. Dimensionamento e Applicazioni 14
2.3. Metodi di Accumulo: Calore Sensibile 16
2.3.1. Sostanze Liquide 17
2.3.2. Sostanze Solide 24
2.4. Metodi di Accumulo: Calore Latente 27
2.4.1. Caratteristiche del Sistema 29
2.4.2. Caratteristiche dei Materiali 32
2.4.3. Classificazione dei Materiali 34
2.5. Energia Di Legame 40
2.5.1. Metodi di Accumulo 40
2.6. Accumulo Stagionale 43
2.6.1. Materiali di Accumulo: Acqua 44
2.6.2. Underground Thermal Energy Storage (UTES) 46
Capitolo 3. Modello Matematico 51
3.1. Equazione di Bilancio dell'Energia per un Sistema Aperto 52
3.2. Equazione di Bilancio dell'Energia per un Sistema di Accumulo Termico 54
3.3. Equazione di Bilancio dell'Energia per un Sistema Solare Termico con Collettori, Accumulo, Ausiliario, Perdite 56
3.3.1. Equazione di Bilancio di un Sistema Solare Termico 57
3.4. Stratificazione 60
3.4.1. Fattori di Influenza sulla Stratificazione 62
3.4.2. Parametri di Misura della Stratificazione 66
Capitolo 4. Modellazione Numerica 69
4.1. Modellazione Numerica di un Accumulo a Calore Sensibile 70
4.1.1. Ipotesi di Distribuzione Uniforme della Temperatura (Mescolamento Perfetto) 71
4.1.2. Ipotesi di Distribuzione Monodimensionale della Temperatura 72
4.1.3. Ipotesi di Distribuzione Multidimensionale della Temperatura (2D-3D) 79
Capitolo 5. Applicazioni Numeriche 85

5.1. Applicazione 5.1 - Serbatoio di accumulo con collettori, carico termico e perdite nell'ambiente 86
5.1.1. Applicazione 5.1.1 - Calore variabile, carico termico costante 92
5.1.2. Applicazione 5.1.2 - Calore costante, carico termico variabile 95
5.1.3. Applicazione 5.1.3 - Calore variabile, carico termico variabile 98
5.2. Applicazione 5.2 - Serbatoio di accumulo con fonte di calore e carico termico 101
5.3. Applicazione 5.3 - Serbatoio di accumulo con collettori, carico termico e perdite nell'ambiente 105
5.4. Applicazione 5.4 - Serbatoio di accumulo con collettori, carico termico, ausiliario; perdite dal serbatoio e dai tubi 110
5.5. Applicazione 5.5 - Accumulo Stratificato: Multinode Approach 115
5.5.1. Confronto con il modello a mescolamento perfetto 124
Capitolo 6. Conclusioni e Possibili Sviluppi 127
6.1. Conclusioni 127
6.2. Possibili Sviluppi 130

Bibliografia
Appendice A – Codice del Modello a Mescolamento Perfetto
Appendice B – Codice del Modello Multinode

Indice delle Figure

Figura 1-1. Schema di un impianto solare 2
Figura 2-1. Metodi di accumulo di calore..... 9
Figura 2-2. Fasi del processo di accumulo 10
Figura 2-3. Metodi di accumulo per Energia Termica 12
Figura 2-4. Applicazione solare con accumulo termico 13
Figura 2-5. Porzione efficace del serbatoio per la stratificazione. a) serbatoio poco efficiente, b) serbatoio efficiente 19
Figura 2-6. Lago salato 23
Figura 2-7. Sistema misto acqua-pietre 27
Figura 2-8. Two - Grade PCM 38
Figura 2-9. Serbatoio parzialmente interrato 45
Figura 2-10. Tipologie di accumulo nel terreno 48
Figura 3-1. Modello di sistema aperto..... 51
Figura 3-2. Layout serbatoio di accumulo 54
Figura 3-3. Layout Sistema Solare Termico 56
Figura 3-4. Accumulo stratificato 61
Figura 3-5. Tipologie di scambiatori: a) Immersed coils, b) External shell and tubes, c) Mantle 63
Figura 4-1. Modelli di accumulo: a) Thermocline, b) Mescolamento perfetto 71
Figura 4-2. Modelli Monodimensionali 73
Figura 4-3. Approccio Multinode: Modello a 3 nodi 74
Figura 4-4. Modelli Multidimensionali 83
Figura 5-1. Impianto solare 86
Figura 5-2. Andamento della Temperatura 90
Figura 5-3. Andamento della Temperatura 91
Figura 5-4. Calcolo del calore utile 93
Figura 5-5. Andamento della Temperatura 94
Figura 5-6. Calcolo della durata di Ls 96
Figura 5-7. Andamento della Temperatura 97
Figura 5-8. Andamento della Temperatura 100
Figura 5-9. Serbatoio di accumulo 101
Figura 5-10. Andamento della Temperatura 104
Figura 5-11. Impianto solare..... 105
Figura 5-12. Andamento della Temperatura 109
Figura 5-13. Impianto solare con ausiliario 110
Figura 5-14. Andamento della Temperatura, per diverse portate e Temperature dell'ausiliario 113
Figura 5-15. Andamento della Temperatura: confronto tra impianto con e senza ausiliario 114
Figura 5-16. Accumulo stratificato 115

Figura 5-17. Bilancio al nodo i-esimo 117
Figura 5-18. Andamento della Temperatura, Test 1 121
Figura 5-19. Andamento della Temperatura, Test 2 121
Figura 5-20. Andamento della Temperatura, Test 3 122
Figura 5-21. Andamento della Temperatura, Test 4 122
Figura 5-22. Andamento della Temperatura, Test 5 123
Figura 5-23. Andamento della Temperatura, Test 6 123
Figura 5-24. Andamento della Temperatura, Test 2 confonto 125
Figura 5-25. Andamento della Temperatura, Test 5 confronto 126

Indice delle Tabelle

Tabella 2-1. Proprietà delle sostanze liquide..... 18
Tabella 2-2. Proprietà delle sostanze solide..... 25
Tabella 2-3. PCM organici 35
Tabella 2-4. PCM- Sali Idrati 37
Tabella 2-5. Reazioni Termochimiche di accumulo..... 42
Tabella 2-6. Dati di progetto di alcuni impianti con accumulo stagionale 44
Tabella 3-1. Caratterizzazione della stratificazione mediante parametri 65
Tabella 5-1. Dati di input 87
Tabella 5-2. Risultati 90
Tabella 5-3. Risultati 91
Tabella 5-4. Risultati 99
Tabella 5-5. Risultati 103
Tabella 5-6. Dati di input 107
Tabella 5-7. Risultati 108
Tabella 5-8. Dati di input 120
Tabella 5-9. Dati di input dei test 120

Nomenclatura

Acronimi

ACS	Acqua Calda Sanitaria
ATES	Aquifer Thermal Energy Storage
CFD	Computational Fluid Dynamics
PCM	Phase –change Material
NTU	Numero di unità di trasporto
TES	Thermal Energy Storage
UTES	Underground Thermal Energy Storage

Simboli

A	Superficie dell'accumulo	
A_a	Area di apertura dei collettori	
A_C	Area collettori	
A_c, P	Area trasversale e perimetro del serbatoio	(eq. 4.8)
$A_{c,wall}$	Sezione della parete, perpendicolarmente al flusso	
A_c	Sezione del fluido nel serbatoio, perpendicolarmente al flusso	(eq. 6.2.1, 6.2.2)
A_i	Area tubi in ingresso	
A_r	Area di ricezione dei collettori	
A_u	Area tubi in uscita	
c_p	Calore specifico a pressione costante	
c_{pl}	Calore specifico della fase liquida	(eq. 2.5)
c_{ps}	Calore specifico della fase solida	(eq. 2.5)
c_v	Calore specifico a volume costante	
C^*	Rapporto di capacità	(eq 3.26, 3.27)
dL_T	Lavoro globalmente scambiato	(eq. 3.4)
dL/dt	Quantità di energia scambiata sotto forma di lavoro	

dM_1, dM_2	Masse infinitesime	
dQ/dt	Quantità di energia scambiata sotto forma di calore	
e	Valore locale dell'energia (interna, cinetica e potenziale)	(eq. 3.6, 3.7)
e_c	Energia cinetica	(eq. 3.6, 3.7)
e_p	Energia potenziale	(eq. 3.6, 3.7)
E	Energia accumulata	
E_{t0}, E_{t0+dt}	Contenuto energetico del sistema all'istante t0 e t+dt	(eq. 3.1, 3.2)
F_i^C	Funzione di controllo del fluido dal collettore	
F_i^L	Funzione di controllo del fluido dal carico	
F_R	Heat removal factor dei collettori	
F_H	Heat exchanger penalty factor	(eq. 3.29)
g	Accelerazione gravitazionale	(eq. 4.12)
G	Gas	(eq. 2.8)
Gr	Numero di Grashof	
h	Entalpia	
I_i	Potenza dai collettori	(eq. 5.1.6)
k	Conduttività termica del fluido	
k_{wall}	Conduttività termica della parete	(eq. 6.2.1, 6.2.2)
L^*	Altezza della regione di Mescolamento	
L	Altezza del Serbatoio	
L	Valore costante del carico termico L_S	(eq 5.1.9)
$\lvert L \rvert$	Potenza del riscaldatore sul sistema	(eq 5.2.1)
$\dot{L}_s$	Tasso di rimozione di energia verso il carico termico	
m	Massa	
$\dot{m}$	Portata in massa	
$\dot{m}_B$	Portata in massa dall'ausiliario	
m_i	Coeff angolare	(eq. 5.1.7)
M_i	Massa del fluido dell'i-esimo elemento	
$\dot{m}_{m,i}$	Flusso risultante dal nodo i-1 al nodo i	
$\dot{m}_C$	Portata in massa dal collettore	
$\dot{m}_L$	Portata in massa dal carico	
M_T	Massa totale del fluido nel serbatoio	

mc	Capacità termica totale	(eq. 2.1)
N	Numero di elementi di fluido nel serbatoio	(eq. 3.30)
P	Pressione	
Pr	Numero di Prandtl	
q_coll	Calore proveniente dai collettori	
q_{fluid}	Flusso di calore nel fluido	(eq. 6.2.1, 6.2.2)
Q_{out}	Energia sottratta dall'acqua uscente dal serbatoio	
q_s	Flusso solare sull'apertura dei collettori	
Q_S	Capacità termica totale di un ciclo operante nell'intervallo ΔT_S	(eq. 2.3)
Q_{st}	Energia accumulata nel serbatoio	
q_{total}	Flusso di calore totale	(eq. 6.2.1, 6.2.2)
q_{wall}	Flusso di calore nella parete	(eq. 6.2.1, 6.2.2)
$\dot{Q}_u$	Tasso di incremento di energia dai collettori	
Re	Numero di Reynolds	
Ri	Numero di Richardson	
S	Solido	(eq. 2.8)
S	Radiazione assorbita per unità di area	
ST	Fattore di Stratificazione	(eq. 3.30)
T_L	Vettore contenente la durata dell'invio di calore al load per ogni intervallo orario	
T	Temperatura	
T_a	Temperatura dell'aria esterna	
T_a'	Temperatura dell'ambiente	
T_{ci}	Temperatura in ingresso lato freddo	
$T_{f,I}$	Temperatura del flusso in ingresso al collettore	
$T_{f,o}$	Temperatura del flusso in uscita dal collettori	
T_{hi}	Temperatura in ingresso lato caldo	
T_i	Temperatura in ingresso al collettore	
T_i	Temperatura proveniente dal fondo del serbatoio	(eq. 3.29)
T_i	Temperatura del fluido nell'i-esimo elemento	(eq. 3.30)
T_{mean}	Temperatura media del serbatoio	(eq. 3.30)
$T_{mean,actual}$	Temperatura media del serbatoio	(eq. 3.31)
$T_{mean,ideal}$	Temperatura media per un profilo lineare	(eq. 3.31)

T_S	Temperatura media del serbatoio	
T^*	Turning Temperature	(eq. 2.7)
T^*	Punto di fusione	(eq. 2.5)
T, T_0	Temperatura max e temperatura min durante il processo di scarico	(eq. 2.1)
T_∞	Temperatura max al termine del processo di carico	(eq. 2.1)
T_∞	Temperatura ambiente	(eq. 3.29)
u	Energia interna	
u,v	Componenti orizzontale e verticale della velocità	(eq. 4.11, 4.12)
U	Coeff di trasmissione del calore dall'accumulo	
U_d	Coeff di trasmissione del calore dai tubi	
U_L	Coeff di trasmissione del calore nei collettori	
V	Velocità media in direzione verticale	(eq. 4.8)
V	Volume	
α	Prodotto assorbenza trasmittanza effettiva	
β	Coeff. di espansione termica	(eq. 4.12)
α_i	Funzione di controllo del fluido dal collettore	(eq. 5.5.1, 5.5.2)
β_i	Funzione di controllo del fluido dal carico	(eq. 5.5.1, 5.5.2)
ΔT_{actual}	Differenza di temperatura attuale del fluido nel serbatoio	(eq. 3.31)
ΔT_{ideal}	Differenza di temperatura ideale del fluido nel serbatoio	(eq. 3.31)
$\Delta H°$	Variazione di entalpia	(eq. 2.7)
$\Delta S°$	Variazione di entropia	(eq. 2.7)
ε	Efficacia dello scambiatore	(eq. 3.21)
ε_{eff}	Effective-diffusivity factor	
η	Efficienza del sistema	
η_c	Efficienza di carico	(eq. 3.33c)
η_d	Efficienza di scarico	(eq. 3.33b)

η_{dc}	Efficienza di un ciclo completo	(eq. 3.33d)
η_h	Efficienza di riscaldamento	(eq. 3.33a)
λ	Conduttività termica	
λ	Calore latente di fusione	(eq. 2.4)
ν	Viscosità cinematica	(eq. 4.11 - 4.13)
ξ	Numero di Stratificazione	
ρ	Densità	
ρ_0	Densità del fluido in un punto di riferimento	(eq. 4.11 – 4.13)
ψ	Stream function	
ω	Vorticity	

Capitolo 1. Introduzione

1.1. Definizione del problema

L'energia non sempre viene prodotta nei luoghi, nei periodi e nelle forme in cui è utilizzata; pertanto risulta spesso necessario accumularla per renderla disponibile in tempi successivi o in luoghi diversi.
L'accumulo, infatti, consente un uso efficiente ed un risparmio di energia quando vi è discrepanza tra produzione ed uso.
La possibilità di accumulo a costi contenuti è un prerequisito indispensabile per lo sfruttamento di tutte le fonti di energia e rappresenta attualmente uno dei campi di ricerca più promettenti per il contenimento dei consumi energetici. Infatti, la disponibilità durante i picchi di domanda di energia accumulata nei periodi di scarso consumo consente di ridurre la dimensione ed il carico di molte tipologie di impianti.
I sistemi di accumulo possono essere installati in edifici residenziali e commerciali e possono rivelarsi economicamente competitivi.
Esempi di TES (Thermal Energy Storages) sono l'accumulo di calore diurno per il riscaldamento notturno, o di calore estivo per il riscaldamento invernale, di ghiaccio invernale per il raffrescamento estivo, ecc.
L'accumulo costituisce il nodo fondamentale per la diffusione delle energie rinnovabili, in virtù del loro carattere intermittente e della disponibilità in aree geografiche remote.

1.2. Impianti solari termici

La funzione di un impianto solare termico è convertire l'energia solare in calore in modo efficiente per una specifica applicazione.
Un impianto solare termico è costituito principalmente da tre elementi: i collettori solari, che catturano l'energia solare e la convertono in calore, il sistema di circolazione del fluido di trasporto del calore (dai collettori all'accumulo e da quest'ultimo al carico termico), con o senza presenza di scambiatori, il serbatoio di accumulo, che ha il compito di raccogliere e conservare il calore finché verrà inviato all'utenza.
Accanto a questi elementi fondamentali, vi è un insieme di elementi complementari (pompe di circolazione, valvole, sistemi di controllo) ed accessori (scambiatori, fonti termiche ausiliarie, ecc.), non sempre presenti.
In Figura 1-1 è mostrato lo schema di massima di un impianto solare termico.

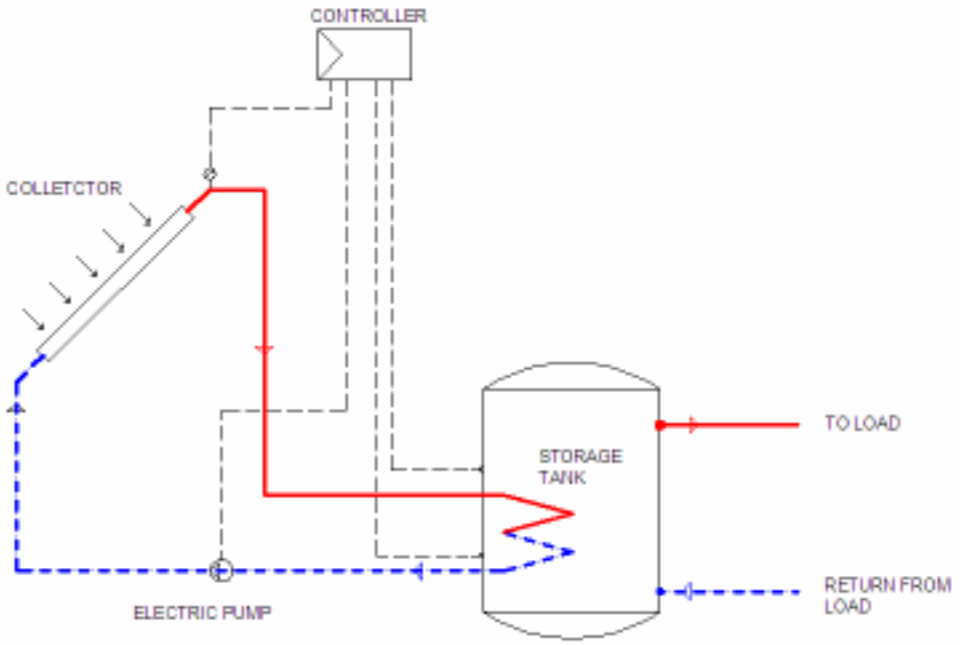

Figura 1-1. Schema di un impianto solare

L'accumulo termico costituisce un elemento fondamentale di un impianto solare: esso consente di superare lo sfasamento tra disponibilità della risorsa e domanda di energia, favorendo la fattibilità economica dell'impianto e migliorandone l'efficienza.
Un aspetto significativo nella valutazione del comportamento di un serbatoio è costituito dal fenomeno della stratificazione: si tratta dell'esistenza di un gradiente di temperatura che favorisce la separazione del fluido a diverse temperature, per effetto della diversa densità.
Un serbatoio stratificato consente di ridurre le perdite nell'ambiente e favorisce un funzionamento più efficiente dei collettori.
Gli studi hanno dimostrato che la stratificazione può arrivare ad incrementare l'efficienza di un impianto solare fino al 20 % (*Cole e Bellinger, 1982*).
A partire dalla fine degli anni '70 sono stati effettuati numerosi studi sul problema dell'accumulo termico, della stratificazione e dei fattori che la influenzano, delle configurazioni degli ingressi e delle uscite nei serbatoi, ecc.
Queste ricerche hanno consentito di elaborare numerosi modelli di simulazione, sia elementari, adatti a previsioni di massima, sia molto complessi (anche tridimensionali) in grado di tenere in conto molti dei fattori che influenzano nel dettaglio il comportamento del fluido all'interno dell'accumulo, utilizzati soprattutto per lo studio di problemi relativi al moto del fluido, alle portate, alle configurazioni. Tuttavia, in molti casi modelli così accurati si rivelano inadatti a studi di carattere previsionale per il dimensionamento e la progettazione di impianti solari.
Nonostante gli studi effettuati nel corso degli ultimi decenni, il problema dell'accumulo è ancora lontano da una soluzione chiara e univoca: la conoscenza dei principi di funzionamento, dei parametri fondamentali, dei criteri per il dimensionamento e per la progettazione, resta ancora frammentaria.
L'incertezza, rilevabile già nel caso di serbatoi di dimensioni contenute, diventa ancora più significativa nel caso di accumuli di grandi dimensioni (stagionali), per i quali non sono disponibili al momento criteri di progettazione e modelli di simulazione efficaci.

1.3. Scopo del Lavoro

L'obiettivo di questo studio è l'analisi del problema dell'accumulo termico per energia solare in impianti domestici a basse temperature, mediante modelli di simulazione.
Nel dettaglio, la ricerca comprende la realizzazione di due modelli di simulazione secondo due opposte ipotesi di distribuzione della temperatura: uniforme nel primo caso (modello a mescolamento perfetto), perfetta stratificazione nel secondo (modello multinode con distribuzione monodimensionale).
Caratteristiche essenziali sono la semplicità di calcolo da un lato, in modo da consentire l'impiego di risorse di calcolo ragionevoli anche nel caso di simulazioni sul lungo periodo, dall'altro l'estrema flessibilità nell'inserimento di dati in input (numero e posizione degli ingressi, profili di carico di varia natura), e nella configurazione del sistema (presenza di scambiatori, fonti ausiliarie, ecc.), in modo da essere facilmente adattabili alle diverse necessità di simulazione, nell'ottica di studi di predimensionamento.

1.4. Metodologia

L'attività di ricerca è stata così strutturata:
Ricerca bibliografica: ricerca delle fonti in merito all'accumulo di energia termica per impianti solari attraverso diversi strumenti (banche dati on-line, testi specifici, pubblicazioni in letteratura scientifica).
Partendo dallo stato dell'arte dell'accumulo dell'energia nelle sue varie forme (termica, chimica, meccanica, ecc), con particolare riferimento all'energia proveniente da fonti rinnovabili, l'analisi è stata ristretta all'energia termica, passando ad analizzare nello specifico le tecnologie per l'accumulo sul lungo periodo (accumulo stagionale). Nell'ambito della ricerca bibliografica, particolare rilievo è dato all'accumulo ad acqua

(serbatoi, tubi interrati, lago salato), ai materiali a cambiamento di fase (PCM) e le loro applicazioni, con particolare riferimento ai problemi edilizi.
E' stata effettuata un'analisi delle fonti allo scopo di definire con chiarezza lo stato dell'arte, il dominio di ricerca, l'individuazione di criticità quali la disponibilità di dati climatici orari, di profili di carico per l'utenza, la modellazione matematica del sistema.

Definizione del sistema

Si è scelto di studiare il comportamento di un sistema solare termico con accumulo a calore sensibile.
Il sistema è composto da un campo collettori, un serbatoio di accumulo contenente acqua, un sistema ausiliario di riscaldamento, un carico termico con eventuale presenza di scambiatori, e tiene conto delle perdite dal serbatoio e dai tubi verso l'ambiente circostante.

Costruzione di un modello matematico mediante equazioni di bilancio energetico per sistemi aperti.
Il modello generale è stato applicato secondo due ipotesi differenti: perfetto mescolamento del fluido all'interno del serbatoio di accumulo in un caso, stratificazione mediante approccio "multinode" nell'altro.

Modellazione del sistema attraverso strumenti di calcolo automatico

Terminata la ricerca e selezione degli strumenti idonei e la documentazione sul funzionamento, è stata effettuata una rappresentazione digitale del dominio di interesse. I due modelli teorici sono stati implementati mediante strumenti di calcolo automatico (MatLab); si è scelto di utilizzare il metodo di Runge Kutta per la risoluzione del sistema di equazioni differenziali mediante la funzione ODE 45.
Sono state effettuate variazioni sui parametri, sul passo di integrazione della funzione, per valutare il comportamento del programma. I risultati ottenuti sono stati confrontati con esempi noti presi dalla letteratura, ottenuti mediante tecniche numeriche diverse (metodo di Eulero, di Crank Nicolson…) allo scopo di validare l'approccio.

Capitolo 2. Accumulo di Energia Termica: Stato dell'arte

L'accumulo energetico costituisce un fattore essenziale in tutte le applicazioni in cui si ha discrepanza tra produzione ed utilizzo di energia.
Sebbene l'accumulo termico costituisca una tecnologia matura (numerose tecniche di accumulo sono state sviluppate nel corso degli ultimi 30-40 anni), sta diventando oggetto di rinnovate attenzioni per applicazioni termiche riguardanti edifici sia nuovi che esistenti (*Dincer e Rosen, 2001*), a causa dell'aumento continuo del fabbisogno energetico, della riduzione delle scorte fossili e di considerazioni di carattere ambientale.
L'accumulo può avere una duplice funzione: nel caso di energie convenzionali, esso può supplire a cali temporanei della produzione, garantendo il livello di domanda atteso; nel caso di produzione di energia rinnovabile, fornisce valore aggiunto rendendo tale produzione quantitativamente prevedibile (*Ibrahim et al, 2008*).
La possibilità di accumulare energia costituisce il principale fattore di successo di ogni fonte di energia a carattere intermittente (*Dincer, 1997*).
Questo problema risulta particolarmente significativo nel caso dell'energia solare poiché i periodi di maggior domanda coincidono con quelli di minore o nulla produzione (inverno) e viceversa.
Tuttavia, l'impiego di accumuli di energia può rivelarsi fondamentale per il contenimento dei consumi anche nella produzione di energie tradizionali, e negli impianti di recupero di calore, poiché consente uno sfasamento tra produzione e consumo, con conseguente riduzione dei valori di picco e miglioramento dell'efficienza degli impianti.
Le tecnologie disponibili sono molteplici, con caratteristiche di rendimento, di tempi e modalità di risposta ai cambiamenti della

domanda molto diversi, e la scelta tra le diverse soluzioni dipende da fattori sia tecnici che economici, tra i quali assumono particolare rilievo il periodo richiesto (diurno o stagionale), la disponibilità economica, le condizioni operative (*Dincer et al, 1997*).
I sistemi di accumulo attualmente diffusi possono conservare l'energia sotto diverse forme: chimica, meccanica (potenziale o cinetica), magnetica, termica.

2.1. Accumulo Termico

L'accumulo di energia termica risulta favorevole in tutti i casi in cui l'energia è disponibile direttamente e verrà utilizzata sotto forma di calore; evitando trasformazioni da una forma all'altra di energia, infatti, si eliminano inutili perdite, in accordo col secondo principio della termodinamica.
Le caratteristiche più importanti di un sistema di accumulo sono la durata, cioè il tempo durante il quale l'energia può essere conservata con perdite accettabili, e il volume, cioè l'energia accumulata per unità di volume: un accumulo efficiente dovrebbe avere lunga durata e volume contenuto; inoltre dovrebbe minimizzare le perdite termiche e consentire un elevato recupero di energia durante l'estrazione dall'accumulo *(Dincer et al, 2001)*.
L'efficienza di un sistema di accumulo termico può essere definita come il rapporto tra l'energia estratta dall'accumulo e l'energia accumulata (*Ercan Ataer, 2006*):

$$\eta = \frac{mc(T - T_0)}{mc(T_\infty - T_0)} \tag{2.1}$$

dove:
mc = capacità termica totale;
T, T_0 = temperatura massima e minima dell'accumulo durante il processo di scarico;

T_∞ = temperatura massima al termine del processo di carico.

Vi sono tre principali metodi di accumulo di calore (Figura 2-1): il calore sensibile (riscaldamento e raffreddamento di un materiale), il calore latente (fusione e solidificazione, vaporizzazione e liquefazione) e l'energia termochimica (energia di legame).
La scelta della tipologia dipende da numerosi fattori, quali il periodo di accumulo, le condizioni operative (intervallo di temperature, perdite, velocità di carico e scarico, capacità, efficienza), criteri economici (costi di installazione, di esercizio, incentivi, tempo di vita), criteri ambientali, ecc…
Nonostante la grandissima varietà di possibili applicazioni dei sistemi di accumulo termico, essi operano tutti su una base ciclica (diurna nella maggior parte dei casi, stagionale più raramente).

Tipo di accumulo	Principio di funzionamento	Fasi	Esempi
CALORE SENSIBILE	CAMBIAMENTO DI TEMPERATURA in un mezzo con elevata capacità termica	- LIQUIDA	Acqua, Sali fusi Metalli fusi
		- SOLIDA	Metalli, minerali
CALORE LATENTE	CAMBIAMENTO DI FASE	- LIQ.-SOL.	Nitriti, Cloruri Idrossidi, Carbonati, Fluoruri
		- SOL.-SOL.	Idrossidi
ENERGIA DI LEGAME	ASSORBIMENTO/ RILASCIO DI ENERGIA CHIMICA mediante spostamento dell'equilibrio di reazione	- SOL.-GAS	CaO/H_2O MgO/H_2O
		- GAS-GAS	CH_4/H_2O
		- LIQ.-GAS	$LiBr/H_2O$ $NaOH/H_2O$

Figura 2-1. Metodi di accumulo di calore

Il processo completo prevede tre fasi: carico, conservazione, scarico (Figura 2-2).
Alcune fasi possono essere distinte o simultanee (es. carico e accumulo), ed essere ripetute nello stesso ciclo *(Dincer e .Rosen, 2002).*
Per quanto concerne la scelta dei materiali disponibili, esiste grande varietà, in funzione delle caratteristiche e dell'intervallo di temperatura del sistema.
In generale, i materiali che presentano una grande variazione di energia interna per unità di volume minimizzano lo spazio richiesto; vi sono tuttavia altri fattori di cui tenere conto, quali pressione di vapore, tossicità, corrosività, poiché molto influenti sul costo dell'involucro e quindi sul costo globale del sistema.
Nel caso di sistemi di accumulo a calore sensibile, l'acqua è la scelta più comune tra i liquidi, grazie all'elevato calore specifico (in confronto alle altre sostanze liquide) a temperatura ambiente, alla grande disponibilità ed al costo nullo.

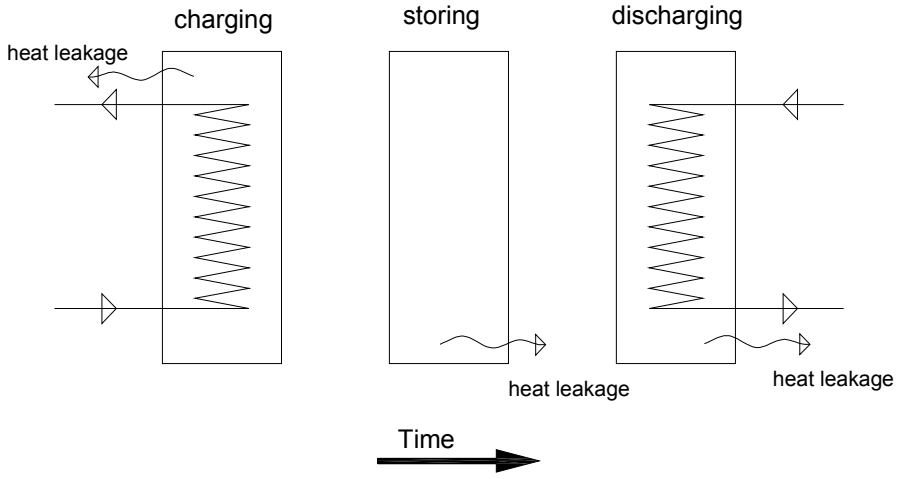

Figura 2-2. Fasi del processo di accumulo

Le sostanze solide presentano il vantaggio di un'elevata capacità termica, e conseguentemente di volumi di accumulo ridotti, ma presentano la necessità di un fluido di trasporto; vengono pertanto utilizzati quando sono richieste elevate temperature di esercizio.
Nel caso di sistemi di accumulo a calore latente, una tra le soluzioni più diffuse consiste nella conversione di acqua in ghiaccio: i sistemi di condizionamento che incorporano accumuli a ghiaccio presentano notevoli vantaggi dimensionali rispetto a quelli ad acqua, grazie alla grande quantità di energia accumulata nel passaggio di fase *(Dincer e Rosen, 2002).*
In
Figura 2-3 sono riportati i principali metodi di accumulo per l'energia termica ed i rispettivi materiali.
I benefici derivanti dall'uso di TES possono riguardare *(Dincer e Rosen, 2002)*:
- l'incremento della capacità di produzione di energia: l'energia può essere prodotta nei periodi di scarsa domanda ed accumulata per usi successivi;
- la riduzione dei consumi di energia da combustibili fossili e delle emissioni inquinanti (CO_2, CFC, ecc);
- l'incremento dell'affidabilità dell'impianto, grazie alla presenza di energia accumulata;
- lo spostamento dell'acquisto di energia nei periodi a basso costo, con conseguente riduzione dei costi di esercizio;
- un miglior utilizzo degli impianti di cogenerazione: la presenza dell'accumulo consente di non far lavorare l'impianto ad inseguimento del carico termico;
- l'integrazione con altre funzioni (riserve idriche per antincendio, ecc…).
Le applicazioni di TES spaziano in molti campi, dall'edilizia privata a quella commerciale, dal riscaldamento attivo e passivo al raffrescamento ed al condizionamento.

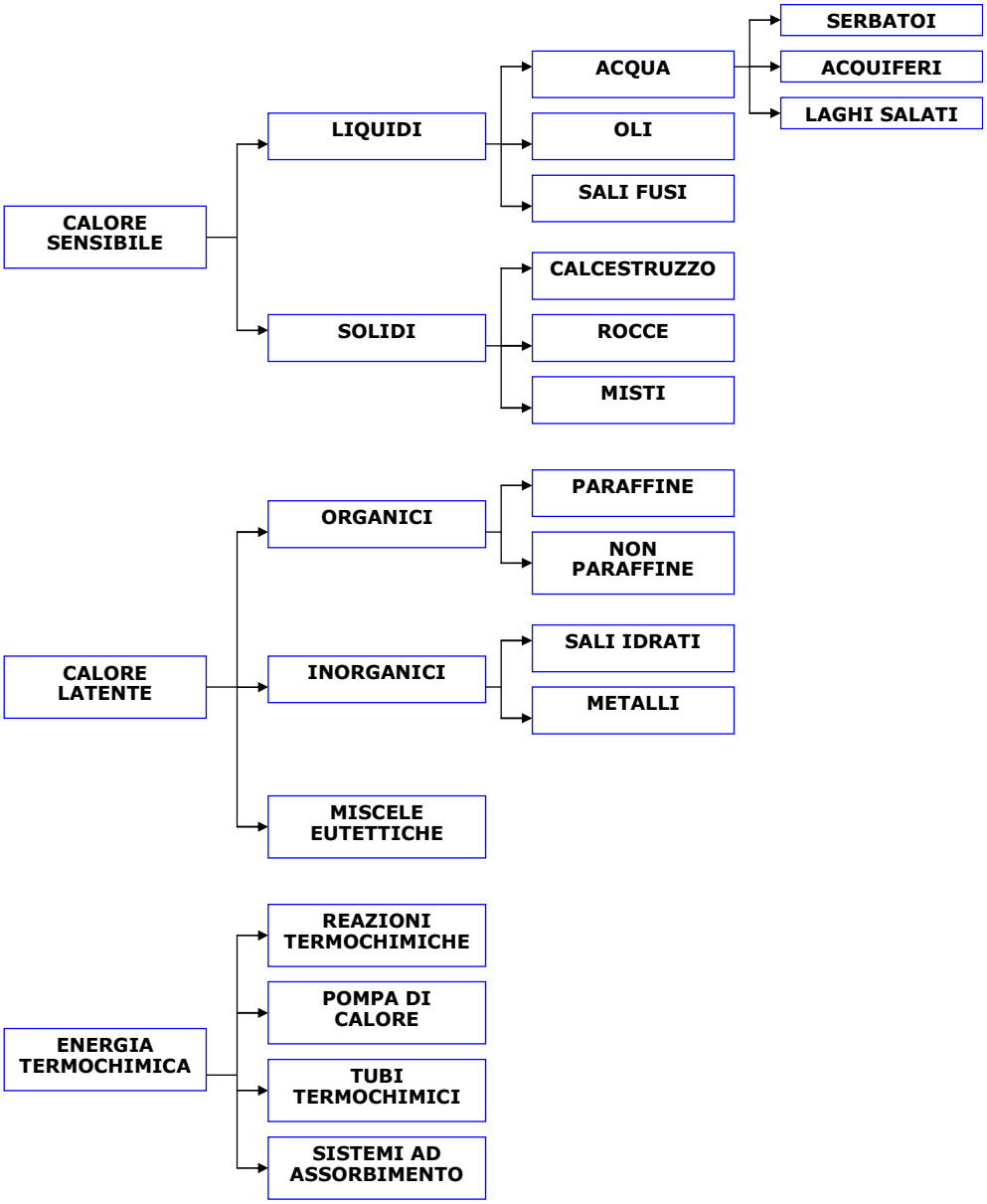

Figura 2-3. Metodi di accumulo per Energia Termica

2.2. Accumulo Termico per Energia Solare

L'energia solare costituisce un'importante fonte energetica alternativa; tuttavia la sua natura intermittente rappresenta uno dei fattori che ne limitano fortemente l'applicabilità.
Anche la domanda di energia per una grande varietà di applicazioni è fortemente legata al fattore temporale, ma con andamento diverso (Figura 2-4).
In assenza di un sistema di accumulo, la maggior parte della domanda di energia viene coperta dalla sorgente ausiliaria, con una conseguente frazione solare annua molto ridotta *(Regin et al, 2008)*.
Pertanto un sistema di accumulo è indispensabile per consentire all'energia solare di coprire porzioni sostanziali di questa domanda (*Duffie, Beckman, 2006)*.
I sistemi TES trovano spesso applicazione unitamente ad impianti solari, dal momento che l'energia solare viene largamente utilizzata sotto forma di energia termica, senza bisogno di ulteriori trasformazioni.

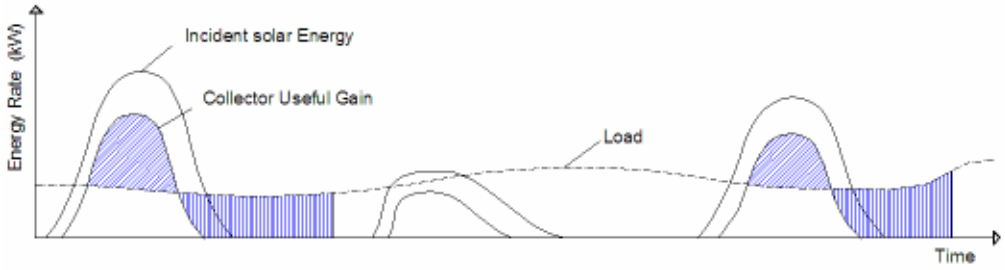

Figura 2-4. Applicazione solare con accumulo termico

2.2.1. Dimensionamento e Applicazioni

L'accumulo di energia costituisce parte integrante di un sistema complesso, le cui componenti principali sono il campo dei collettori, le unità di accumulo, i sistemi di conversione, i carichi, le fonti ausiliarie e i sistemi di controllo.
La capacità di un accumulo di energia dipende dalla disponibilità di radiazione solare attesa, dalla natura dei carichi previsti nel processo, dalle modalità di funzionamento delle fonti ausiliarie, dal grado di affidabilità richiesto (*Duffie e Beckman, 2006)*.
Un sottosistema di accumulo deve essere sufficientemente grande da consentire al sistema di funzionare autonomamente (o con l'aiuto di una fonte ausiliaria) in periodi di scarsa insolazione. Inoltre la presenza dell'accumulo comporta una quota aggiuntiva di area dei collettori tale da consentire l'accumulo di energia di riserva nei periodi di sufficiente insolazione.
Normalmente un sistema di accumulo non è dimensionato per coprire il 100% del fabbisogno termico, ma soltanto una parte di esso. Infatti, data la difficoltà di prevedere e quantificare con certezza la disponibilità di energia solare, un sistema capace di coprire la totalità del fabbisogno energetico (ad es. nel caso di un accumulo giornaliero, la previsione di molti giorni consecutivi di brutto tempo) richiederebbe dimensioni molto consistenti, con una produzione di energia termica in molti casi non utilizzata.
Pertanto, nella maggior parte dei casi si prevede una fonte di energia ausiliaria (elettrica, a combustibile fossile, o in casi meno frequenti a biomassa).
Il periodo di accumulo può variare da poche ore, ad alcuni giorni, fino a cicli annuali.
Accumuli per periodi giornalieri sono piuttosto diffusi, dal momento che richiedono investimenti iniziali contenuti e volumi ridotti.

Attualmente la tecnologia è considerata economicamente competitiva solo per TES di breve periodo.
Anche se la tecnologia per l'accumulo stagionale esiste, ed alcuni impianti pilota per il riscaldamento, in connessione con sistemi District Heating, sono in funzione, soprattutto in Svezia, Germania e Danimarca, faticano ad incontrare larga diffusione, a causa dei costi di investimento iniziali e della difficoltà di dimostrarsi economicamente produttivi.
Una possibile soluzione per la fattibilità economica di questi accumuli potrebbe essere la realizzazione di impianti a grande scala, con l'integrazione di diverse fonti energetiche alternative; questo infatti potrebbe consentire di ridurre sensibilmente i costi e aumentare l'affidabilità *(Dincer e Rosen, 2002).*
Unica possibile eccezione è il caso dei laghi salati, che funzionano sia come collettori solari che come accumuli, con capacità di varie settimane e costi di realizzazione contenuti.
Una notevole varietà di sistemi di accumulo attivi e passivi è stata sviluppata per l'uso efficiente dell'energia solare.
Nei sistemi attivi le funzioni di raccolta della radiazione solare, accumulo del calore e distribuzione al carico termico sono svolte da elementi separati (collettori, accumulo, sistema di distribuzione), solitamente con ausilio di sistemi meccanici.
I materiali maggiormente utilizzati per il riscaldamento degli edifici hanno come caratteristica peculiare la massività e comprendono acqua, rocce, mattoni e calcestruzzo.
I sistemi TES trovano applicazione frequente in impianti per il riscaldamento e/o il raffrescamento degli edifici, e per la produzione di ACS.
Negli edifici commerciali la crescente complessità degli impianti di trattamento dell'aria, riscaldamento e condizionamento, richiede l'uso di programmi di simulazione per valutare la fattibilità di sistemi di accumulo, e per la modellazione del sistema, dei controlli, e dei parametri economici *(Dincer e Rosen, 2002)*.

2.3. Metodi di Accumulo: Calore Sensibile

L'energia viene accumulata mediante variazione della temperatura di un mezzo liquido (come acqua, olio) o solido (roccia, mattoni, sabbia, terreno) senza alcun cambiamento di fase nell'intervallo di temperature del processo.
Nel caso di solidi, il materiale è in forma porosa e il calore è accumulato o estratto tramite il flusso di un liquido o di un gas.
Un accumulo a calore sensibile è costituito dal materiale di accumulo, il contenitore e i dispositivi di ingresso/uscita.
La quantità di energia accumulata è proporzionale alla differenza tra le temperature finale ed iniziale, la massa e la capacità termica dell'accumulo *(Ercan Ataer, 2006)*.

$$E = m\int_{T_1}^{T_2} c_p dT \tag{2.2}$$

o analogamente

$$\dot{Q}_S = \rho c_P V \Delta T_S \tag{2.3}$$

dove:
E = energia accumulata;
Q_S = capacità termica totale di un ciclo operante nell'intervallo ΔT_S;
c_p = calore specifico a pressione costante;
m = massa dell'acqua.
La capacità di accumulare energia per un materiale considerato dipende dal valore di ρc_p.
Un buon materiale deve avere buona capacità termica ed essere economico. Altri parametri da tenere in considerazione nella scelta sono la velocità di estrazione del calore (funzione della diffusività termica), la corrosività, le temperature di esercizio *(Dincer e Rosen, 2002)*.

2.3.1. Sostanze Liquide

Tra le sostanze liquide, l'acqua risulta la scelta più diffusa per le applicazioni con temperature inferiori a 100°C, grazie al bassissimo costo e all'elevata capacità termica *(Wyman et al.,1980)*.
Molti impianti solari per il riscaldamento o l'ACS utilizzano accumuli ad acqua posti all'interno o all'esterno dell'edificio o sotto terra.
I materiali utilizzati per il contenitore variano dall'acciaio, al cls, alla fibra di vetro, con isolamento termico esterno.
L'acqua presenta numerosi vantaggi, quali non tossicità, non infiammabilità, grande disponibilità, possibilità di evitare scambiatori di calore utilizzando l'acqua come fluido nei collettori, convezione naturale, possibilità di carico e scarico simultanea dell'accumulo.
Tra gli svantaggi si evidenziano il rischio di gelo o di ebollizione, l'elevata corrosività, la difficoltà di stratificazione *(Ercan Ataer, 2006*).
Per temperature superiori a 100°C, la pressione di vapore richiede l'uso di contenitori pressurizzati, con un rilevante incremento di costo. In questo caso, oli organici, sali fusi, e metalli liquidi costituiscono una possibile alternativa, risolvendo i problemi di pressione, ma presentano vincoli di gestione, contenimento, capacità di accumulo, costo *(Wyman et al., 1980)*.
Alcuni oli sono utilizzati per temperature comprese tra 100 e 300°C (ad es. Dowtherm e Therminol); tuttavia essi tendono a degradarsi nel tempo e presentano problemi di infiammabilità, oltre che costi elevati *(Ercan Ataer, 2006*).
Per temperature intorno a 300°C e superiori sono disponibili alcuni sali fusi:
- Hitec: è una miscela eutettica di $NaNO_2$ al 40%, $NaNO_3$ al 7% e KNO_2 al 53%; presenta temperatura di fusione di 145°C ed è utilizzabile fino a 425°C. Al di sopra di tale temperatura si ha decomposizione e ossidazione.

- Idrossido di sodio: con temperatura di fusione di 320°C, è utilizzabile fino a 800°C; altamente corrosivo, presenta difficoltà di contenimento alle elevate temperature.

In Tabella 2-1 sono elencate le principali proprietà delle sostanze di accumulo liquide.

Pur essendo disponibili a livello commerciale, il tempo di vita e i costi elevati ne limitano sensibilmente l'uso per applicazioni solari. Tuttavia la possibilità di raggiungere temperature anche molto elevate ne favorisce l'impiego negli impianti solari di generazione di potenza.

Tabella 2-1. Proprietà delle sostanze liquide

Mezzo	Tipo di fluido	Temp. di esercizio	Capacità termica	commenti
		°C	J/(kg K)	
Acqua	---	0 - 374	4190	Sopra i 100°C serbatoio pressurizzato
Acqua-Glycol Etilene 50/50	---	0 - 100	3470	
Caloria HT43	Olio	10 - 315	2300	Ambiente non ossidante ad alte T
Therminol 55	Olio	18 - 315	2400	
Therminol 66	Olio	9 - 343	2100	
Dowtherm A	Olio	12 - 260	2200	Miscela eutettica di $C_{12}H_{10}$ e $C_{12}H_{10}O$
Hitec	Sale fuso	150 - 590	1550	Stabilità a lungo termine non nota ad alte T atmosfera inerte e contenitore inox
Draw salt 50%$NaNO_3$-50% KNO_3	Sale fuso	250 - 590	1550	
Sodio	Metallo liquido	125 - 760	1300	contenitore inox; reagisce violentemente con acqua, ossigeno e altri materiali

WATER TANK - Serbatoio ad Acqua

L'efficacia di un serbatoio di accumulo ad acqua dipende dal grado di stratificazione, dal volume di stagnazione (dead water), dall'entità delle perdite *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Per soddisfare queste caratteristiche sono state sviluppate diverse configurazioni di serbatoi, che prevedono:
- profondità del serbatoio per favorire la stratificazione, con l'ingresso e l'uscita tali da produrre un flusso uniforme di acqua ed evitare così il mescolamento (molto vicini, rispettivamente, alla parte superiore e al fondo del serbatoio);
- differenza di temperatura tra le estremità superiore ed inferiore di almeno 5-10 °C;
- bassa velocità di ingresso e di uscita.
In Figura 2-5 è mostrata la diversa efficacia di un serbatoio in conseguenza del posizionamento degli ingressi e delle uscite.

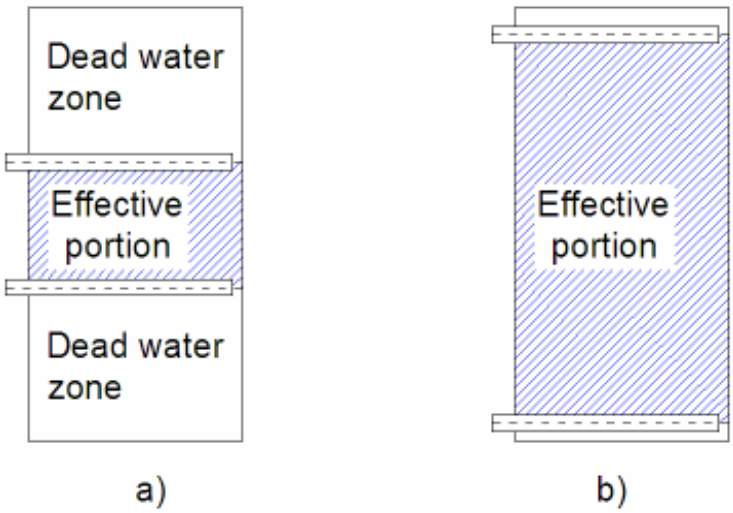

Figura 2-5. Porzione efficace del serbatoio per la stratificazione. a) serbatoio poco efficiente, b) serbatoio efficiente

La stratificazione può essere naturale, per effetto della tendenza dell'acqua calda, più leggera, a salire e di quella fredda ad accumularsi sul fondo (il volume del serbatoio è ridotto poiché la zona di stagnazione è ridotta e l'efficienza relativamente alta), oppure indotta mediante configurazioni geometriche e partizioni interne *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Questo gradiente di temperatura all'interno dell'accumulo consente un incremento di efficienza poiché:
- il liquido estratto nella parte superiore ha una temperatura maggiore della temperatura media dell'accumulo;
- l'efficienza dei collettori aumenta poiché il liquido in ingresso ha una temperatura inferiore di quella media;
- il valore medio di temperatura può essere inferiore a quello di un accumulo con mescolamento perfetto, riducendo così le perdite di calore.

Se il fluido possiede bassa conduttività termica e consente un buon livello di stratificazione (come nel caso di acqua o olio termico), si ha una riduzione di volume, poiché è possibile contenere in un unico serbatoio la sostanza a bassa ed alta temperatura. Se invece la conduttività termica è alta (come per i Sali fusi e il sodio), risulta necessario separare la sostanza a bassa ed alta temperatura, per evitare un rapido mescolamento *(Dincer e Rosen, 2002)*.

AQUIFER THERMAL ENERGY STORAGE (ATES) - Acquiferi

Gli acquiferi sono riserve d'acqua sotterranee, costituite da materiali altamente permeabili, racchiusi da uno strato impermeabile.
I più comuni sono depositi di sabbia e ghiaia lasciati dal ritiro dei ghiacciai in epoche glaciali. In altri casi sono costituiti da sabbia o limo.
L'acqua delle precipitazioni penetra nell'acquifero e poi scorre piano fino a raggiungere un lago o il mare.
Solitamente utilizzati come fonte di acqua fresca, gli acquiferi possiedono elevata capacità di accumulo termico, dovuta al volume considerevole, di cui il 25% costituito da acqua *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Tradizionalmente la scelta si è orientata su acquiferi profondi circoscritti (deep confined aquifer), per la ridotta presenza di falde (in modo da evitare che l'acqua reimmessa nel terreno possa entrarvi e contaminarle),

per l'elevato spessore di terreno sovrastante, tale da rendere le variazioni termiche superficiali ininfluenti, per i valori di temperatura iniziale più elevati (per effetto del gradiente geotermico), così da ridurre le perdite verso gli strati adiacenti.
Tuttavia in alcuni casi sono stati utilizzati acquiferi liberi (unconfined), più facilmente accessibili (in quanto maggiormente diffusi) e molto meno costosi per l'installazione e il monitoraggio di pozzi.
La quantità di energia accumulabile dipende da condizioni ambientali, quali:
- variazione di temperatura ammissibile
- conduttività termica
- afflusso di acqua naturale

Un sistema di accumulo con acquifero può essere utilizzato per durate molto diverse, da giornaliero, a settimanale, stagionale o per cicli misti.
In alcuni sistemi l'energia termica esterna viene conservata nell'acquifero, in altri si utilizza la temperatura naturale dell'acquifero stesso che funziona da pompa di calore.
In quest'ultimo caso è necessaria una serie di pozzi per inviare l'acqua agli scambiatori di calore.
In inverno il calore del terreno è utilizzato per preriscaldare l'aria esterna; in estate si ottiene un raffrescamento diretto trasferendo calore dall'edificio all'acquifero, invertendo il principio.
In entrambi i casi l'acqua viene reimmessa nell'acquifero sotterraneo tramite pozzi, senza essere stata esposta a forme di contaminazione.
Per evitare cambiamenti permanenti della temperatura dell'acquifero, e conseguenti danni ambientali, l'ingresso e l'uscita di calore dovrebbero essere della stessa entità almeno dopo un certo numero di cicli, in modo da garantire un bilancio termico complessivo *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Questa tipologia di accumulo è stata utilizzata in diverse regioni per accumuli stagionali di energia calda e fredda, per applicazioni di riscaldamento e raffrescamento.
Molti impianti utilizzano acquiferi per accumulare energia termica solare estiva per il riscaldamento invernale, e negli ultimi anni anche per il recupero di energia.

L'accumulo di calore mediante ATES si è dimostrato efficace per intervalli di temperatura di 10-40°C, mentre ha creato numerosi problemi a temperature elevate (fino a 150°C).
La fattibilità e l'efficienza economica di un sistema ATES dipende da numerosi fattori legati sia all'impianto fuori terra (proprietà meccaniche ed efficienza termodinamica) sia ai processi fisici, chimici e biologici interni all'acquifero.
Le variazioni temporali e spaziali di temperatura e di energia totale sono fattori critici per determinare le prestazioni di un ATES.
I processi fisici che influenzano il trasporto di calore includono convezione (avvezione) dispersione e diffusione.
Trattandosi di un mezzo composito, le proprietà di entrambe le fasi (fluida e solida) hanno un ruolo fondamentale *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Inoltre, le reazioni chimiche conseguenti al cambiamento di temperatura e al mescolamento dell'acqua di ritorno con quella dell'acquifero contribuiscono a ridurre l'efficienza dei pozzi e ad incrementare i costi di operazione e manutenzione degli scambiatori.
Un problema spesso irrisolto è il cambiamento di temperatura nell'ATES, con conseguenze in termini di ostruzione, corrosione e dissoluzione.

SOLAR PONDS – Laghi Salati

Un lago salato è costituito da una massa d'acqua, contenuta in un bacino naturale o artificiale, che consente di accumulare energia termica.
Costituisce un sistema integrato di raccolta e accumulo di energia solare: la concentrazione salina aumenta con la profondità, formando un gradiente salino stabile, che agisce come isolante trasparente e consente all'energia solare di essere intrappolata sul fondo. L'energia termica utile è quindi estratta in forma di acqua salata calda.
Lo strato superiore (superficie) si mantiene freddo e poco salato, mentre il fondo (zona di accumulo) può raggiungere temperature di 100°C ed elevata densità salina. La zona intermedia (zona di gradiente o non convettiva) ostacola la convezione, agendo di fatto come strato isolante, e conserva il calore negli strati bassi dell'acquifero, rendendolo così disponibile per usi successivi (Figura 2-6. Lago salato).

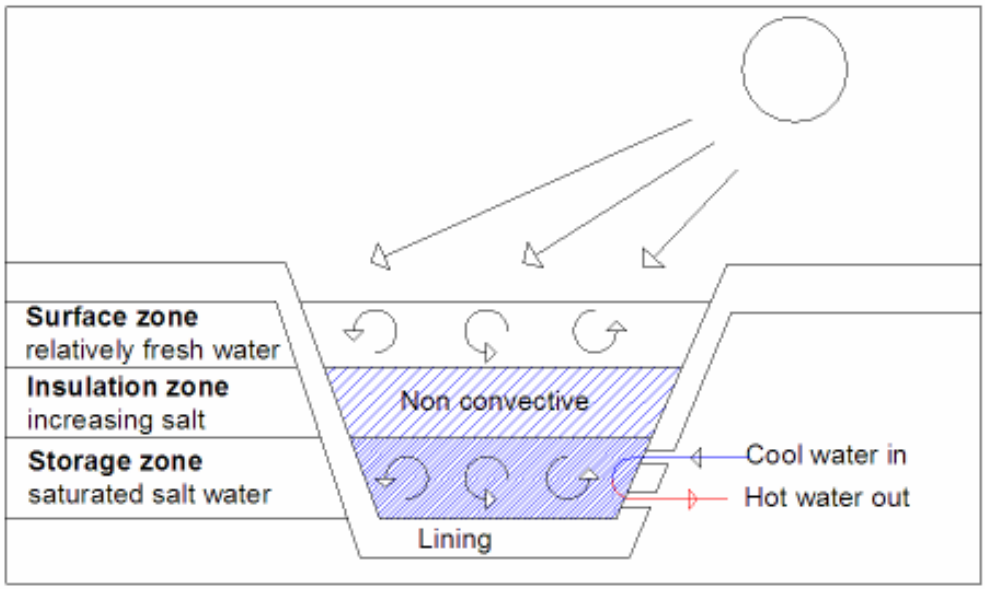

Figura 2-6. Lago salato

Dal momento che l'energia intrappolata sul fondo può essere trasportata solo per conduzione, se lo strato intermedio ha spessore sufficiente, la perdita per conduzione verso gli strati superiori è molto lenta, rendendo il lago salato adatto come accumulo per lungo periodo.
Quando il bacino è costruito artificialmente, è riempito con acqua cristallina, per assicurare la massima penetrazione dei raggi solari, mentre il fondo è scuro per garantire un miglior assorbimento.
Le applicazioni comprendono la produzione di energia termica, elettrica, desalinizzazione, purificazione di acqua contaminata.
Totalmente non inquinante, consente l'accumulo per lunghissimi periodi (anche stagioni) senza rilevanti diminuzioni di temperatura.
Risulta favorevole soprattutto in climi non freddi, con scarse precipitazioni nevose *(Dincer et al., 1997)*.
Inoltre, l'elevata capacità termica e la grande massa di accumulo rendono superfluo un sistema ausiliario, poiché consentono di far fronte anche a periodi di scarsa o assente insolazione *(Dincer e Rosen, 2002)*.

2.3.2. Sostanze Solide

I problemi di elevata pressione di vapore (nel caso dell'acqua) e le limitazioni delle altre sostanze liquide alle alte temperature possono essere evitati utilizzando materiali solidi.
Tuttavia la capacità di accumulo di calore dei solidi, inferiore a quella dell'acqua, rende necessari volumi di accumulo maggiori *(Wyman et al., 1980)*.
In Tabella 2-2 sono evidenziate le proprietà di alcuni materiali solidi.
E' possibile utilizzare accumuli di energia con rocce o pietre in contenitori isolati, sia per applicazioni di riscaldamento ambientale, che ad alte temperature (fino a 1000°C).
I principali vantaggi legati all'uso di rocce riguardano la non tossicità, la non infiammabilità, il costo contenuto, il buon trasferimento di calore tra aria e rocce, (grande superficie di trasferimento di scambio termico e ridotta conduttanza termica tra rocce per effetto della limitata superficie di contatto con conseguenti ridotte perdite).
Altri materiali refrattari utilizzabili per l'accumulo ad alte temperature sono l'Ossido di Magnesio (magnesia), l'Ossido di Alluminio (allumina), e l'Ossido di Silicio *(Ercan Ataer, 2006*).
Per minimizzare i costi di scambio di calore è necessario il contatto diretto tra il materiale solido di accumulo e il fluido di trasferimento.
I fluidi utilizzati per il trasporto di calore devono avere caratteristiche simili a quelli utilizzati come materiale di accumulo (bassa pressione di vapore, elevata capacità termica, basso costo) ed essere compatibili con i solidi.
Per applicazioni ad alte temperature si utilizzano sostanze quali elio ad alta pressione od oli, capaci di garantire un adeguato scambio termico (*Wyman et al., 1980*).

<u>CONCRETE - Calcestruzzo</u>
Il calcestruzzo viene talvolta utilizzato come materiale di accumulo grazie ad alcune caratteristiche favorevoli, quali il costo contenuto, la

disponibilità, l'elevato calore specifico e l'elevata resistenza ai cicli termici.
Quando viene surriscaldato, subisce una disidratazione (130 kg di acqua per m^3 di cls fino a 100°C, 50-60 kg da 120 a 300°C), con conseguente diminuzione di peso, di calore specifico (tra 20 e 120 °C) e di conduttività termica (tra 20 e 280°C); anche le proprietà meccaniche vengono influenzate in modo significativo dalla perdita di acqua, con riduzione di resistenza a compressione fino al 20% a 400°C *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Esso viene solitamente fornito sotto forma di lamine prefabbricate, oppure gettato in opera in grandi blocchi.

Tabella 2-2. Proprietà delle sostanze solide

Mezzo	Densità	Calore specifico	Capacità termica $\rho c x 10^{-6}$	Conduttività termica	Diffusività termica $\alpha = k/\rho c\ 10^{6}$
	kg/m^3	J/(kg K)	$J/(m^3K)$	W/(m K)	m^2/s
Alluminio	2707	896	2.4255	204 at 20°C	84.100
Ossido di Alluminio	3900	840	3.2760	-	-
Solfato di Alluminio	2710	750	2.0325	-	-
Mattoni	1698	840	1.4263	0.69 at 29°C	0.484
Mattoni di magnesite	3000	1130	3.3900	5.07	1.496
Calcestruzzo	2240	1130	2.5310	0.9 – 1.3	0.356-0514
Ghisa	7900	837	6.6123	29.3	4.431
Ferro puro	7897	452	3.5694	73.0 at 20°C	20.450
Cloruro di Calcio	2510	670	1.6817	-	-
Rame	8954	383	3.4294	385 at 20°C	112.300
Terreno (umido)	1700	2093	3.5581	2.51	0.705
Terreno (secco)	1260	795	1.0017	0.25	0.250
Cloruro di Potassio	1980	670	1.3266	-	-
Solfato di Potassio	2660	920	2.4472	-	-
Carbonato di Sodio	2510	1090	2.7359	-	-
Granito	2640	820	2.1648	1.73 to 3.98	0.799-1.840
Pietra calcarea	2500	900	2.2500	1.26 to1.33	0.560-0.591
Marmo	2600	800	2.0800	2.07 to 2.94	0.995-1.413
Arenaria	2200	710	1.5620	1.83	1.172

ROCK, WATER/ROCK – Rocce, Sistemi misti Acqua/Rocce

Le rocce costituiscono una valida alternativa all'acqua per temperature al di sopra dei 100 °C, anche se la loro capacità termica è molto inferiore.
Lo svantaggio del maggiore volume richiesto è compensato dai costi contenuti.
La configurazione solitamente prevede geometrie cubiche o parallelepipede, poiché favoriscono un alto rapporto volume/superficie, adatto al contenimento delle perdite di calore.
Tra i materiali, la ghiaia è preferibile alla pietra frantumata perché offre una resistenza all'aria molto inferiore.
Il maggior vincolo del sistema a letto di rocce è costituito dall'esigenza di avere pietre della stessa dimensione, con un diametro di 2.5 cm ca.
Il flusso d'aria dovrebbe avvenire dall'alto al basso in fase di carico e in senso contrario in fase di scarico. Invertendo il flusso è possibile ottenere una stratificazione dell'accumulo, in grado di garantire maggior calore dal lato del carico e temperatura inferiore dal lato dei collettori, con un incremento di efficienza *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Un'evoluzione dell'accumulo a letto di pietre è costituito da un sistema misto solido/liquido (Figura 1-1) che prevede un serbatoio ad acqua circondato da un letto di pietre al posto dell'isolamento. In questo modo le perdite di calore possono essere in parte recuperate mediante un flusso di aria fresca attraverso il letto di pietre.
La combinazione di questi due sistemi di accumulo sta diventando comune nelle applicazioni di edilizia residenziale, dal momento che consente di fornire una parte dell'energia necessaria per l'ACS senza ridurre la quantità di calore per il riscaldamento.
Il maggior vantaggio legato all'uso di sistemi ibridi con uno scambiatore acqua-aria e unità di accumulo è rappresentato dalla possibilità di molteplici applicazioni (riscaldamento dell'acqua, riscaldamento e raffrescamento degli ambienti) durante i diversi periodi dell'anno *(Dincer e Rosen, 2002)*.

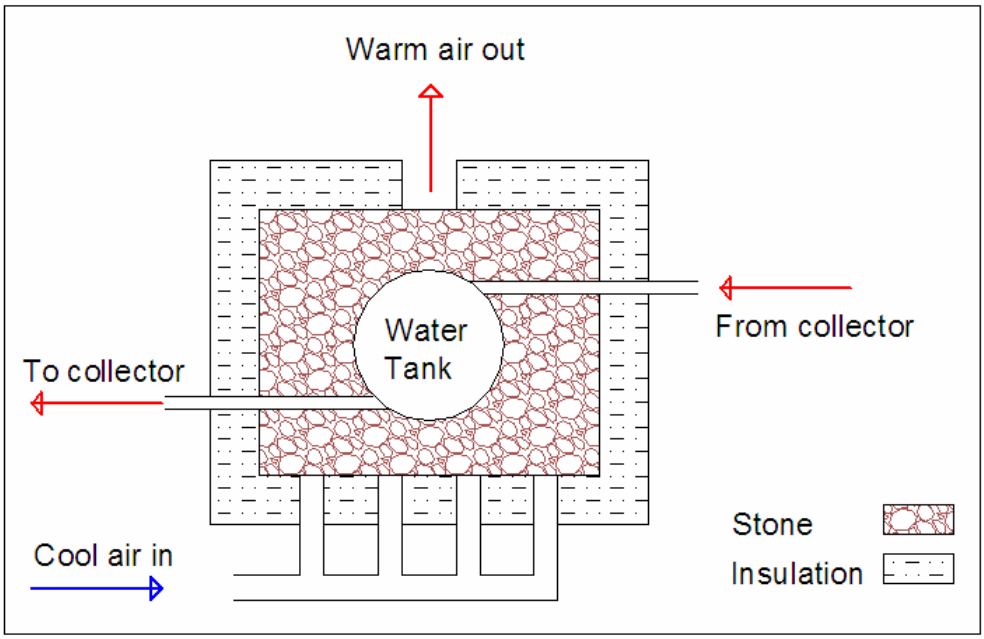

Figura 2-7. Sistema misto acqua-pietre

2.4. Metodi di Accumulo: Calore Latente

Tecnologie di sviluppo più recente hanno dimostrato la possibilità di accumulare grandi quantità di calore sfruttando il cambiamento di stato dei materiali, senza variazioni significative dei livelli di temperatura.
L'elevata densità di accumulo energetico (pari anche a 100 kWh/m^3) e la variazione di temperatura molto ridotta rendono questa tipologia di accumulo termico molto promettente.
Questi materiali possono trovare impiego in edilizia, consentendo di accumulare energia termica solare durante il giorno, e di utilizzarla per scaldare gli ambienti successivamente, senza richiedere altra energia di trasporto.

Tra le applicazioni più frequenti negli edifici, possiamo ricordare le unità di accumulo con PCM (sistemi attivi), il muro di Trombe con PCM (sistema a guadagno indiretto), i pannelli di rivestimento in PCM (adatti ai sistemi con incapsulazione), le imposte con PCM, i mattoni o altri materiali da costruzione con integrati i PCM *(Tyagi et al., 2007)*.
L'accumulo a calore latente può essere classificato, sulla base del processo di cambiamento di fase utilizzato, come solido-solido, solido-liquido, solido-gas e liquido-gas.
Le trasformazioni solido-gas e liquido-gas non vengono solitamente utilizzate, nonostante l'elevato calore latente, poiché i cambiamenti di volume significativi rendono il sistema complesso e ingombrante.
Per questo l'attenzione dei ricercatori si è concentrata sulle transizioni solido-liquido o solido-solido, che presentano un'elevata densità volumica di accumulo *(Wyman et al., 1980)*.
Il calore associato alle trasformazioni solido-solido (nel passaggio da una forma cristallina ad un'altra) è basso, pertanto la scelta più diffusa riguarda le transizioni solido-liquido, grazie all'elevata densità di accumulo ed ai ridotti cambiamenti di volume richiesti *(Regin et al., 2008)*.
Le sperimentazioni iniziali sfruttavano il cambiamento di fase di materiali inorganici, soprattutto sali idrati, non infiammabili e poco costosi. Ancora oggi molti sistemi pratici utilizzano soluzioni di sali in acqua, anche se presentano molti svantaggi, quali corrosività, instabilità, impropria risolidificazione, tendenza a surrafreddamento, invece della cristallizzazione con rilascio di calore *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Per questo la ricerca successiva si è concentrata sull'uso di materiali organici, che presentano tuttavia altri problemi quali costi elevati, infiammabilità e tossicità dei fumi, variazioni consistenti di volume.

2.4.1. Caratteristiche del Sistema

COMPONENTI

Un sistema di accumulo a calore latente è costituito da:

- una sostanza (PCM) che subisce una transizione di fase nell'intervallo di temperature considerato, e il calore fornito viene accumulato come calore latente;
- un contenitore
- una superficie di scambio tra la fonte di calore e la sostanza di accumulo e tra quest'ultima e il carico termico.

L'energia termica è utilizzata per rompere i legami molecolari e consentire il passaggio di stato (fusione o vaporizzazione) senza variazione di temperatura. Essendo un processo endotermico, accumula calore, rendendolo disponibile successivamente.

L'energia accumulata (E) è funzione della massa e del calore latente di fusione *(Ercan Ataer, 2006*):

$$E = m\lambda \tag{2.4}$$

dove:

E = energia accumulata;

λ = calore latente di fusione;

m = massa.

Solitamente è difficile operare isotermicamente alla temperatura di cambiamento di fase; il sistema opera in un intervallo di temperature (T_1, T_2) che include il punto di fusione. In questo caso, oltre al calore latente, si deve considerare anche il contributo del calore sensibile, pertanto l'energia accumulata risulta:

$$E = m\left[\left\{\int_{T_1}^{T^+} c_{ps}dT\right\} + \lambda + \left\{\int_{T^*}^{T_2} c_{pl}dT\right\}\right] \tag{2.5}$$

dove:
c_{ps} = calore specifico della fase solida;
c_{pl} = calore specifico della fase liquida;
T* = punto di fusione.
Nonostante i numerosi studi sull'argomento, restano ancora alcune problematiche significative per lo sviluppo di tecnologie fattibili di accumulo a calore latente *(Dincer e Rosen, 2002)*:
- difficoltà di incrociare la zona di transizione della sostanza e l'intervallo di operazione del sistema;
- incertezze sul comportamento a lungo termine;
- incremento di costi e riduzione dell'effettiva capacità di accumulo a causa dell'effetto diluente degli additivi stabilizzanti.

CONTENIMENTO

La diffusione dell'uso di materiali a cambiamento di fase dipende dallo sviluppo di metodi di contenimento efficaci *(Verma et al., 2008)*.
Le problematiche legate al cambiamento di fase ed alla natura delle sostanze utilizzate richiedono l'impiego di materiali più costosi rispetto a quelli dei contenitori per acqua o rocce.
Le principali caratteristiche richieste ad un materiale di contenimento sono: resistenza meccanica, flessibilità, resistenza alla corrosione, stabilità strutturale e termica e facile gestione.
Il contenimento deve agire come barriera tra il PCM e l'ambiente circostante (capace di impedire perdite di materiale, ingresso o fuoriuscita di acqua, penetrazione di ossigeno e conseguente ossidazione.) e deve fornire una superficie sufficiente per lo scambio termico, con buone caratteristiche di conduzione di calore *(Regin et al., 2008)*.
Nel caso di sistemi solari passivi, la variabilità volumica legata al cambiamento di stato e le caratteristiche chimico fisiche pongono il problema del contenimento del materiale, dato che il PCM non può essere a contatto diretto con i materiali costruttivi; gli studi si sono concentrati sulla possibilità di racchiudere il materiale a cambiamento di fase in contenitori sigillati che fungono anche da scambiatori.

Le tecniche di contenimento possono essere suddivise in due categorie: i serbatoi di accumulo con scambiatori (Bulk Storage) e l'incapsulazione.
I serbatoi di accumulo sono simili a quelli utilizzati per il calore sensibile, ma richiedono un tasso di trasferimento di calore più elevato, dal momento che la densità di accumulo è maggiore.
I metodi più diffusi sono l'inserimento di alette o di altre strutture metalliche, l'uso di particelle ad alta conduttività, scambiatori a diretto contatto, scambiatori a spirale, fibre nei PCM *(Regin et al., 2008)*.
Recentemente sono state sperimentate soluzioni che consentono di porre in contatto diretto i PCM con il fluido vettore, favorendo lo scambio termico e riducendo i costi di scambio termico: in questi sistemi un fluido vettore immiscibile e con densità inferiore viene immesso dal fondo dell'accumulo e risale attraverso il PCM rilasciando calore.
Il fluido, inoltre, agitando il PCM minimizza il surraffreddamento (*Wyman et al., 1980*).
Il fluido fuoriesce in una vasca di raccolta in cima all'accumulo ed è nuovamente pompato nell'accumulo, dopo un passaggio di scambio di calore con la fonte termica o il carico.
L'incapsulazione viene classificata sulla base delle dimensioni delle particelle incapsulate:
- microincapsulazione di particelle in emulsione;
- incapsulazione di granelli;
- macroincapsulazione di blocchi.

L'incapsulazione consente un miglioramento della stabilità fisico-chimica del PCM, favorendone l'impiego in materiali strutturali *(Verma et al., 2008)*; essa infatti consente di evitare il contatto diretto tra i due materiali (che influenzerebbe negativamente le caratteristiche dei materiali costruttivi) e permette contemporaneamente di aumentare la superficie interna, accelerando il trasferimento di calore dall'ambiente al PCM.
Nella macroincapsulazione quantità significative di materiale sono racchiuse in unità discrete (variabili da alcuni grammi al chilogrammo). L'aspetto delle macrocapsule può variare da pannelli rettangolari, a sfere, a sacche senza forma definita.

Tra i vantaggi associati all'impiego di questa tecnica vi sono l'incremento del tasso si scambio termico e la struttura autoportante.
Si stanno testando numerose soluzioni, in grado di sfruttare al meglio le caratteristiche dei materiali legate alla loro temperatura. Tra queste, si utilizzano bottiglie di plastica, di polietilene e polipropilene, film flessibili, tubi di plastica *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Uno dei principali problemi evidenziati negli esperimenti sulla macroincapsulazione è la difficoltà nel trasferimento di calore per effetto del cambiamento di fase: durante l'estrazione di energia, il liquido solidifica sulla superficie di scambio e si crea uno strato immobile di materiale solido con bassa conduttività termica che, continuando ad aumentare, impedisce il trasferimento di calore.
Le ridotte dimensioni della capsule nella microincapsulazione rendono questo effetto del tutto trascurabile *(Castelllòn et al., 2007)*.
Inoltre la microincapsulazione consente l'inserimento del materiale a cambiamento di fase all'interno dei materiali costruttivi tradizionali, anche se non è ancora del tutto chiara l'influenza del PCM sulle proprietà meccaniche di materiali quali il calcestruzzo.

2.4.2. Caratteristiche dei Materiali

I materiali a cambiamento di fase (PCM) sono sostanze di accumulo di calore latente: essi trasferiscono energia in conseguenza di un cambiamento di stato *(Tyagi et al., 2007).*
I materiali con temperatura di fusione tra 20 e 32°C sono utilizzabili per l'accumulo termico in combinazione con tecnologie solari passive e attive, sia per riscaldamento che per condizionamento degli edifici.
Molte sostanze presentano caratteristiche di fusione nell'intervallo richiesto, tuttavia le proprietà di cui tenere conto nella scelta di un materiale sono molteplici, non solo di carattere termodinamico, ma anche cinetico, chimico, tecnico ed economico.

Tra queste, le più importanti sono *(Zalba et al., 2003)*:

Proprietà Termofisiche
- temperatura di transizione adeguata alle necessità applicative;
- elevato calore latente di fusione per unità di volume, in modo da diminuire considerevolmente il volume;
- elevato calore specifico, per consentire accumulo addizionale di calore sensibile;
- elevata conduttività termica delle fasi solida e liquida, per facilitare l'accumulo e lo scarico del sistema;
- ridotte variazioni di volume durante la transizione e limitate pressioni di vapore alla temperatura di esercizio, in modo da ridurre i problemi di contenimento;
- fusione congruente, così da garantire una capacità di accumulo costante in ogni ciclo di solidificazione/fusione.

Proprietà Cinetiche
- elevata velocità di nucleazione, in modo da evitare surraffreddamento della fase liquida;
- elevata velocità di crescita dei cristalli;

Proprietà Chimiche
- completa reversibilità della transizione;
- assenza di separazione di fase;
- assenza di degradazione dopo un numero elevato di cicli;
- stabilità chimica;
- ridotta corrosività dei materiali da costruzione;
- compatibilità col contenitore;
- non tossicità, ininfiammabilità e non esplosività per ragioni di sicurezza.

Proprietà Tecnico/Economiche
- efficienza;
- fattibilità;
- disponibilità sul mercato e costi contenuti.

Nonostante gli studi già svolti, restano da approfondire alcune tematiche relative ai PCM:
- solidificazione: molti materiali non sono adatti allo scopo poiché presentano comportamento irregolare durante la cristallizzazione; altri cristallizzano troppo lentamente o non sono stabili;
- surraffreddamento: durante il congelamento del materiale la temperatura scende al di sotto del punto di fusione prima che inizi la solidificazione. I sali idrati presentano una notevole tendenza al surraffreddamento: la velocità di nucleazione (dei cristalli dal fluido) e di crescita dei nuclei è molto lenta, pertanto quando il fluido è raffreddato, non solidifica al punto di fusione. Questo comportamento è legato alla viscosità del fluido al punto di fusione.
- nucleazione: si può attenuare il problema del surraffreddamento aggiungendo additivi che favoriscano la nucleazione omogenea od eterogenea. Nella nucleazione omogenea, la velocità di nucleazione dei cristalli è incrementata senza aggiungere sostanze estranee: si possono utilizzare ad esempio onde di ultrasuoni, incrementando la diffusione di ioni, i quali creano cavità che agiscono come centri di nucleazione; nella nucleazione eterogenea, le pareti del contenitore o le impurità presenti nel fluido agiscono da catalizzatori per la nucleazione *(Dincer e Rosen, 2002)*.

2.4.3. Classificazione dei Materiali

I PCM vengono suddivisi in tre gruppi:
- ORGANICI, distinti in paraffine e non paraffine;
- INORGANICI, classificati come sali, sali idrati e metalli;
- MISCELE EUTETTICHE: suddivise in eutettici organici, inorganici e organici-inorganici. Si tratta di soluzioni di due o più componenti, ciascuno dei quali fonde e solidifica congruentemente, a temperatura più bassa di quella delle singole sostanze, formando una miscela dei cristalli componenti *(Tyagi et al., 2007).*

PCM ORGANICI

I composti organici presentano numerosi vantaggi come fusione congruente, nucleazione spontanea, scarso o nullo surraffreddamento, stabilità chimica e termica, non corrosività.

Risultano compatibili con la maggior parte dei materiali da costruzione.

Gli svantaggi includono la ridotta entalpia di cambiamento di fase, la bassa conduttività termica e l'infiammabilità *(Verma et al., 2008).*

In Tabella 2-3 sono evidenziate le caratteristiche di alcune sostanze organiche.

Tra le sostanze organiche oggetto di indagine come possibili materiali di accumulo, l'attenzione si è concentrata su nuove sostanze anidre a bassa volatilità come glycol polietilene, acidi grassi e paraffine.

Tabella 2-3. PCM organici

PCM ORGANICI	Punto di Fusione	Calore di Fusione
	°C	J/(kg K)
$CH_3(CH_2)_{16}COO(CH_2)_3CH_3$ Butyl stereate	19.0	140
$CH_3(CH_2)_{11}OH$ 1-dodecanol	26.0	200
$CH_3(CH_2)_{12}OH$ 1-tetradecanol	38.0	205
$CH_3(CH_2)_nCH_{3--}$ Paraffin	20.0-60.0	200
45% $CH_3(CH_2)_8COOH$ 55% $CH_3(CH_2)_{10}COOH$ 45/55 capric-lauric acid 1-dodecanol	21.0	143
$CH_3(CH_2)_{12}COOC_3H_7$ propyl palmitate	19.0	186

Caratteristiche quali il calore di fusione di 35-40 Kcal/kg, la reversibilità del cambiamento di fase, la stabilità chimica, la non tossicità, i costi ragionevoli ed il punto di transizione variabile in funzione del numero di atomi di carbonio presenti nella catena ne hanno favorito la diffusione in molte applicazioni tecniche *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Tra le caratteristiche negative si evidenziano il cambiamento di volume (dell'ordine del 10%), l'effetto impregnante e/o ammorbidente sulle plastiche, mentre sono compatibili con la maggior parte dei metalli.

PCM INORGANICI

I materiali inorganici sono caratterizzati da elevato calore latente per unità di massa (fino a due volte quello delle sostanze organiche), elevata conduttività termica e costi contenuti, ma presentano problemi di decomposizione e surraffreddamento *(Tyagi et al., 2007)*.
Tra i primi materiali ad essere utilizzati vanno sicuramente citati i Sali eutettici e i Sali idrati (Tabella 2-4):
- Sale di Glauber (Sodio Solfato Decaidrato $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$*)*: è ampiamente diffuso, grazie all'elevata capacità termica (280 kJ/Kg) e ad una temperatura di transizione di 31.5°C, largamente compatibile con le applicazioni solari;
- Carbonati e i sistemi Carbonati-Cloruri: sono buoni candidati, per il costo contenuto del materiale e del contenitore, grazie alle ridotte problematiche di corrosione;
- Nitrati e Nitriti: sono adatti per applicazioni con temperature inferiori a 500°C, poiché ampiamente economici e non corrosivi;
- Cloruri: sono economici, ma altamente corrosivi;
- Idrossidi: sono corrosivi e piuttosto costosi;
- Fluoruri: consentono relativamente elevate densità di accumulo, ma sono costosi e corrosivi.

I sistemi a sali fusi sono frequentemente utilizzati in centrali termoelettriche ad energia solare (ENEA, progetto Archimede[1]); il sistema a Sali fusi permette il funzionamento dell'assorbitore a pressioni molto più basse, ma richiede che il sale sia mantenuto al di sopra del punto di fusione.

Tabella 2-4. PCM- Sali Idrati

SALI IDRATI	Punto di Fusione	Calore di Fusione
	°C	J/(kg K)
KF $4H_20$ Fluoruro di Potassio Tetraidrato	18.5	231
$CaCl_2$ $6H_20$ Cloruro di Calcio esaidrato	29.7	171
Na_2 SO_4 $10H_20$ Sodio Solfato decaidrato	32.4	254
Na_2 HPO_4 $12H_20$ Sodio Ortofosfato dodecaidrato	35.0	281
$Zn(NO_3)_2$ $6H_20$ Nitrato di Zinco esaidrato	36.4	147

Two - Grade PCM

Un'applicazione innovativa prevede l'uso contemporaneo del $CaCl_2$ nelle due forme esa/tetra idrate, con temperature di fusione di 29.9 °C e 43.3 °C.

Mediante l'impiego di una sostanza capace di cristallizzare in più forme con differenti temperature di fusione risulta possibile sfruttare meglio l'energia termica disponibile a diverse T, come nel caso di impianti solari domestici.

I principali vantaggi sono legati alla possibilità di accumulare calore senza innalzamento della temperatura del materiale di accumulo (cosa che invece avverrebbe nel caso di temperature molto più elevate di quella di fusione del PCM) e alla conseguente maggior efficienza di scambio, dato che la differenza di temperatura tra l'acqua calda accumulata ed il fluido vettore è maggiore *(Bajnoczy et al., 1999).*

Il funzionamento dell'accumulo mediante PCM a due gradi è mostrato in Figura 2-8.

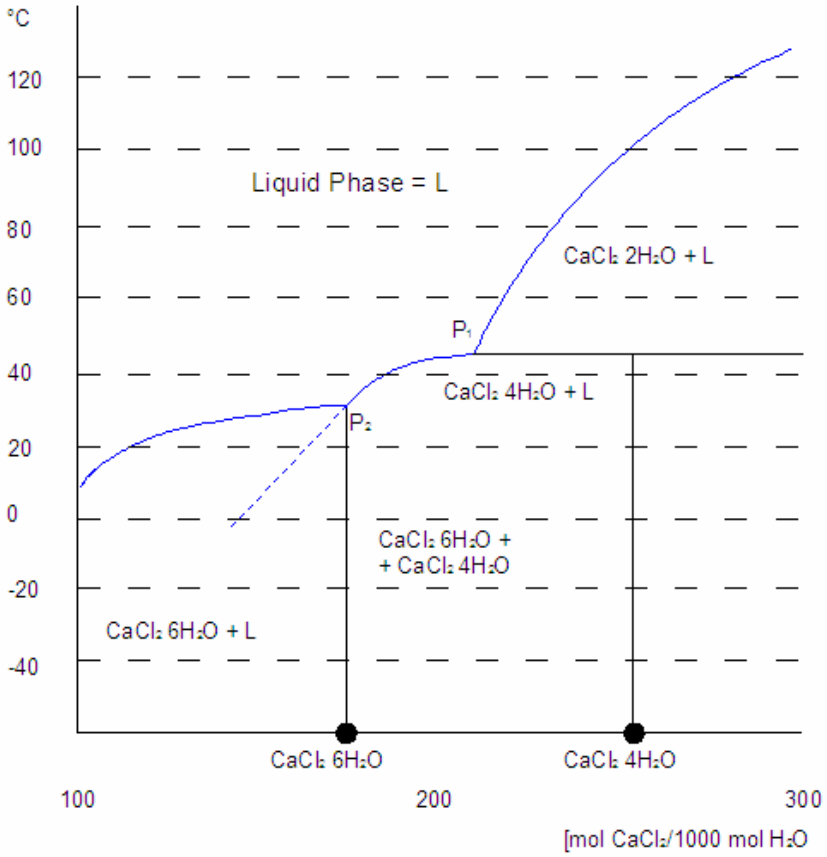

Figura 2-8. Two - Grade PCM

In fase di scarico, partendo da P1 (accumulo carico) il fluido inizia a raffreddarsi e a 43.3°C si ha cristallizzazione di α-$CaCl_2 \cdot 4H_2O$; il processo continua fino a 29.9°C, quando anche il $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ inizia a cristallizzare isotermicamente.

In fase di carico, si ha inizialmente la fusione del $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ a 29.9°C; aumentando la temperatura, si ha la fusione parziale del $CaCl_2 \cdot 4H_2O$, che a 43.3°C fonde totalmente, mentre una piccola quantità di $CaCl_2 \cdot 2H_2O$ precipita.

La ripetizione di cicli di carico-scarico può portare ad una riduzione della capacità dell'accumulo nella fase a T superiore e ad un aumento di quella nella fase a T inferiore *(Bajnoczy et al., 1999)*

Zeoliti

Si tratta di minerali alluminosilicati contenenti cristalli d'acqua; sono costituiti da legami tetraedrici di AlO_4 e SiO_4 collegati dai 4 atomi di Ossigeno.

La struttura è aperta ed i vuoti (che occupano uno spazio dal 20 al 50% del volume totale) sono parzialmente riempiti da cationi e molecole d'acqua.

Sottoposti a fonti di calore, le molecole d'acqua si dissolvono senza intaccare la struttura cristallina, consentendo l'accumulo di calore; quando viene nuovamente assorbita l'acqua, il calore viene rilasciato *(Han et al., 2005)*.

Questo processo avviene senza variazione di temperatura.

$$A_mX_pO_{2p} \cdot nH_2O = A_mX_pO_{2p} + nH_2O \qquad (2.6)$$

dove:

A = Ca, Na, K, Ba, Sr

X = Al, Si

Tra le caratteristiche favorevoli si segnalano l'elevata densità energetica e la possibilità di accumulo per lunghi periodi.

Il materiale più adatto è costituito dalle zeoliti artificiali 13X, che presentano tuttavia costi elevati.

Le zeoliti naturali possiedono il vantaggio di costi inferiori e prestazioni paragonabili a quelle artificiali per T<100°C.

Tuttavia per 100°C<T<200°C le impurità delle zeoliti naturali influenzano negativamente la capacità di accumulo del materiale.

2.5. Energia Di Legame

L'energia può essere accumulata come energia di legame di uno o più composti chimici che assorbono o rilasciano energia attraverso reazioni chimiche. Si tratta di reazioni endotermiche reversibili, che possono essere invertite per rilasciare calore.
L'adsorbimento e l'absorbimento sono due esempi di energia termochimica.
La densità di energia accumulabile è maggiore del calore nei passaggi di stato (calore latente); inoltre in molti casi il/i prodotto/i chimici possono essere accumulati e conservati in condizioni ambientali, riducendo in larga misura le perdite termiche e consentendo un facile trasporto *(Wyman et al., 1980)*.
Per essere utilizzabile come accumulo termico una reazione deve soddisfare alcune caratteristiche *(Ercan Ataer, 2006*):
- avvenire non lontano dall'equilibrio (quindi essere facilmente reversibile);
- i reagenti devono essere in grado di utilizzare la maggior parte possibile dello spettro solare nell'atmosfera;
- l'energia conservabile sotto forma di energia di legame deve essere ampia;
- i reagenti devono essere poco costosi.

Nonostante le promesse, questa tecnologia è ancora ad uno stadio di sviluppo iniziale.

2.5.1. Metodi di Accumulo

Le tecnologie per l'accumulo mediante reazioni reversibili possono essere distinte in tre categorie:
- accumulo termochimico;

- pompa di calore chimica;
- trasporto di energia chimica mediante tubazioni.

Accumulo Termochimico

Dal momento che è necessaria un'alta densità di accumulo energetico, sono praticabili solo le reazioni reversibili con reagenti e prodotti facilmente accumulabili in forma liquida o solida.

Le reazioni che producono due fasi distinte, come solido-gas, facilitano la separazione dei prodotti e quindi la prevenzione di back reactions.

Si definisce "turning temperature" la temperatura alla quale la costante di equilibrio è unica, ed è approssimata dal rapporto tra la variazione di entalpia standard e la variazione di entropia per la reazione *(Wyman et al., 1980)*:

$$T^* = \frac{\Delta H^\circ}{\Delta S^\circ} \tag{2.7}$$

A questa temperatura reagenti e prodotti saranno presenti approssimativamente in uguale quantità.

Se $T>T^*$, la reazione endotermica (di accumulo) è favorita; se invece $T<T^*$, prevale la reazione esotermica.

In Tabella 2-5 sono riportate alcune reazioni utilizzabili per l'accumulo termochimico.

Pompa di Calore Termochimica

In questa tipologia di accumulo, una soluzione (ad es acido solforico) viene concentrata facendo evaporare l'acqua mediante energia solare. Il vapore acqueo viene poi condensato per l'accumulo termico e il calore di condensazione può essere trasferito ad un carico.

Quando il calore viene richiesto, l'energia dell'atmosfera è utilizzata per far evaporare l'acqua. Se la temperatura dell'acqua e della soluzione acida sono opportunamente regolate, il vapor acqueo condenserà nella soluzione. Di conseguenza il calore di condensazione e il calore di mescolamento vengono rilasciati al carico, ed energia viene pompata dall'ambiente *(Wyman et al., 1980)*.

Tabella 2-5. Reazioni Termochimiche di accumulo

REAZIONE	Variazione di Entalpia	Turning Temperature
	kJ	K
$NH_4F(s) \leftrightarrow NH_3(g)_3+HF(g)$	149.3	499
$Mg(OH)_2(s) \leftrightarrow MgO(s)+H_2O(g)$	81.06	531
$MgCO_3(s)_2 \leftrightarrow MgO(s)+CO_2(g)$	100.6	670
$NH_4HSO_4(l) \leftrightarrow NH_3(g)+H_2O+SO_3(g)$	337	740
$Ca(OH)_2(s)_2 \leftrightarrow CaO(s)+H_2O(g)$	109.26	752

Invertendo le posizioni del carico e dell'ambiente, la pompa di calore chimica può essere utilizzata per il condizionamento.
I processi di assorbimento solido-gas rappresentano una possibile soluzione per l'accumulo di energia, grazie all'elevata capacità e alla modalità di funzionamento. Integrati con un sistema di collettori solari rendono possibile la realizzazione di un accumulo adatto sia al riscaldamento che al raffrescamento.
Il processo è basato sull'uso dell'entalpia di una reazione solido-gas e di quella di un cambiamento di fase liquido-gas di un fluido refrigerante *(Lahmidi et al., 2006)*.
Il processo di accumulo richiede la realizzazione di un reattore solido-gas, accoppiato mediante la fase gassosa al serbatoio del refrigerante, che agisce alternativamente come condensatore ed evaporatore.
La forma generale della reazione reversibile tra un solido S e un gas G è:

$$S + \gamma G \underset{1}{\overset{2}{\longleftrightarrow}} S' + \gamma \Delta H_r \qquad (2.8)$$

Il ciclo termodinamico opera in due fasi distinte:

- fase 1 ad alta pressione: corrisponde alla fase di accumulo.
Il calore proveniente dai collettori solari provoca la rigenerazione del reattivo. La reazione avviene in direzione 2: decomposizione del solido S'. Il gas prodotto viene condensato ed il calore di condensazione è rilasciato nell'ambiente.
- fase 2 a bassa pressione: il fluido viene fatto evaporare.
La sintesi esotermica di S' nel reattore consuma il gas.

Tubi Termochimici
Significative variazioni di entalpia accompagnano reazioni che coinvolgono uno o più reagenti gassosi non facilmente condensabili.
Nonostante le basse densità di energia accumulabile e gli elevati costi di stoccaggio di gas compressi, molte applicazioni utilizzano i prodotti di reazione per trasmettere energia termica a grandi distanze mediante tubi termochimici *(Wyman et al., 1980)*.

2.6. Accumulo Stagionale

Ricerche sulla possibilità di accumulare calore durante l'estate per il riscaldamento invernale di abitazioni unifamiliari risalgono alla fine degli anni '50.
In anni recenti sono stati sviluppati studi ed impianti sperimentali su grande scala, in grado di soddisfare le esigenze di una comunità in Svezia, Danimarca, Germania ed Austria *(Fisch et al., 1998)*.
In Tabella 2-6 sono riportati i dati relativi ad alcuni impianti realizzati in Germania (progetto Solarthermie – 2000[2]).
L'accumulo stagionale per i sistemi solari risulta maggiormente favorevole alle elevate latitudini, sia nel caso di accumulo di calore, sia nel caso di accumulo di freddo *(Dincer e Rosen, 2002)*.
Le configurazioni di molti sistemi di accumulo stagionale sono le stesse di un accumulo giornaliero; le differenze riguardano le dimensioni del campo collettori e dell'accumulo *(Duffie e Beckman, 2006).*

Tabella 2-6. Dati di progetto di alcuni impianti con accumulo stagionale

IMPIANTO	COLLETTORI	ACCUMULO	APPLICAZIONE	POTENZA da en. solare
	m^2	m^3		MWh/a
Hamburg, 1996	3000	4500 (hot water)	124 unità abitative – 49% fraz. solare	789
Friedrichshafen, 1996	5600	12000 (hot water)	570 unità abitative – 47% fraz. solare	1915
Chemnitz, 2000	540 VT	8000 (gravel/water)	uffici – 30% fraz. solare	169
Neckarsulm, 1997/2001	6500	63300 (duct)	140 unità ab., scuola e negozi– 50% fraz. solare	2018
Hannover, 2000	1350	2750 (hot water)	106 unità abitative – 39% fraz. solare	269
Zwammerdam, Steinfurt, 1998	510	1500 (gravel/water)	42 unità abitative, – 34% fraz. solare	110
Rostock, 1999	1000	20000 (aquifer)	108 unità abitative – 62% fraz. solare	307
Attenkirchen, 2002	800	500 + 9350 (hybrid)	30 unità abitative – 55% fraz. solare	415
Munchen, 2004	2700	5700	272 unità abitative – 50% fraz. solare	988

2.6.1. Materiali di Accumulo: Acqua

L'acqua rappresenta una delle scelte maggiormente diffuse poiché funziona sia da accumulo che da fluido vettore, eliminando i costi e le perdite termodinamiche di scambio; inoltre presenta caratteristiche di basso costo, non tossicità, non corrosività, stabilità chimica ed elevato calore specifico.

L'acqua può essere accumulata in molteplici contenitori, quali cisterne interrate, caverne di roccia, acquiferi; questi sistemi di accumulo sono utilizzabili sia nel breve che nel lungo periodo.

Buried Tank

Si tratta di grosse cisterne (con volume maggiore di 500000 l), isolate termicamente, spesso interrate parzialmente o totalmente, con il terreno di scavo addossato alle pareti esterne, per fornire sostegno ed isolamento (Figura 2-9. Serbatoio parzialmente interrato).

La configurazione più frequente è quella cilindrica, con altezza e raggio approssimativamente uguali, in modo da minimizzare le perdite termiche per effetto del minor rapporto superficie/volume *(Rosen, 1990)*.

Acquifero

Gli acquiferi, naturali o artificiali, consentono l'accumulo di grandi quantità di calore.

Nel caso di acquiferi naturali, il sistema risulta decisamente vantaggioso sotto il profilo economico, richiedendo tuttavia condizioni geologiche e geochimiche favorevoli (quali strati sabbiosi saturi con alta permeabilità e stabilità meccanica del terreno).

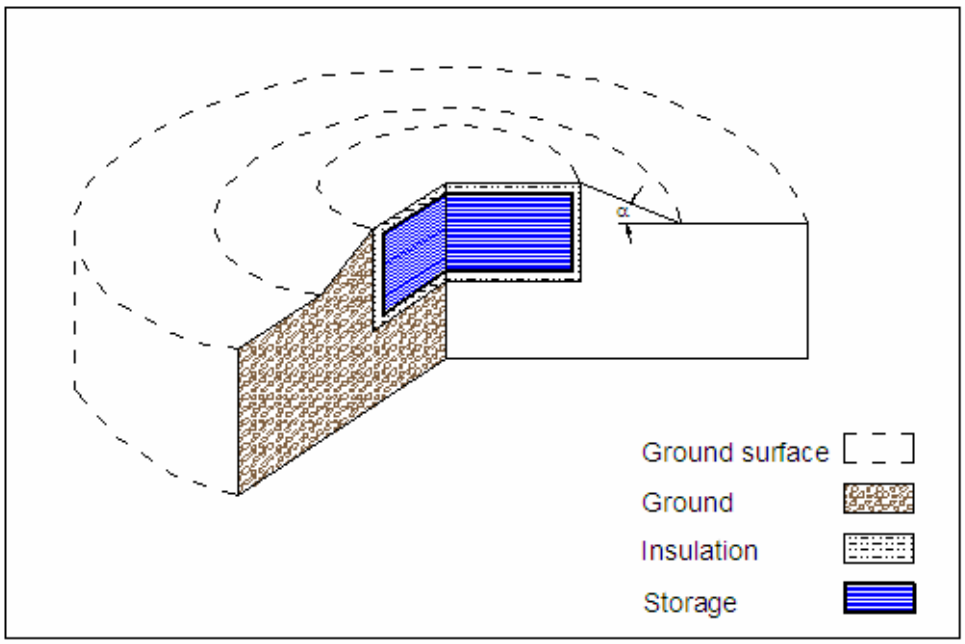

Figura 2-9. Serbatoio parzialmente interrato

L'uso di un acquifero come serbatoio di accumulo si adatta ad applicazioni sia di riscaldamento che di raffrescamento.
Il calore viene estratto dall'acquifero al lato dell'evaporatore quando lavora come pompa di calore, viene invece reimmesso nell'acquifero dal lato del condensatore quando lavora come refrigeratore (*Carotenuto et al, 1990*).

Lago Salato
In un lago salato il bacino funziona sia da collettore che da accumulo termico, consentendo l'accumulo di grandi quantità di energia a costi piuttosto contenuti.
Quando realizzato artificialmente, il lago presenta una profondità variabile da 1 a 3 m ed è costruito su un terreno sbancato e rivestito da una membrana impermeabile, eventualmente ricoperta da strati di terreno a scopo protettivo. Si utilizzano barriere antivento per evitare il mescolamento e l'aumento dello spessore dello strato convettivo superficiale dovuto al vento, con conseguente riduzione dell'efficienza del bacino.
Laghi di grandi dimensioni presentano numerosi vantaggi, quali un minore rapporto perimetro/area, e quindi perdite inferiori, una ridotta influenza dell'effetto convettivo delle pareti e costi decrescenti *(Duffie e Beckman, 2006)*.
Alcuni laghi di grandi dimensioni sono stati costruiti a scopo sperimentale negli USA e in Israele.

2.6.2. Underground Thermal Energy Storage (UTES)

L'accumulo a lungo termine di grandi quantità di calore costituisce uno dei nodi fondamentali per lo sviluppo di applicazioni solari su larga scala.
Molti paesi Europei hanno realizzato impianti pilota per valutare la fattibilità tecnica ed economica di impianti solari centralizzati per il riscaldamento con sistemi di accumulo UTES *(Zhao et al., 2008)*.

L'uso del terreno costituisce un'alternativa favorevole in termini di costi di costruzione e di efficienza di accumulo (*Breger et al, 1996*).
In un suolo non saturo o roccioso, le tecniche più interessanti riguardano i pozzi verticali (Boreholes) che funzionano da scambiatori, trasferendo il calore al terreno circostante. Per effetto della limitata conduttività termica, le perdite sono contenute e si raggiungono efficienze del 70% (*Reuss et al, 1997*).
In terreni come argille, sabbie o limi, la capacità termica e la conduttività dipendono fortemente dal contenuto di acqua, specialmente per temperature superiori a 60 °C (*Reuss et al., 1997*).
In Figura 2-10 sono raffigurate alcune delle più comuni tipologie di accumulo nel terreno.

Terreno

In molti paesi, come in nord Europa, le particolari condizioni geologiche favoriscono la scelta del terreno come materiale di accumulo di energia.
Il terreno viene utilizzato direttamente come massa di accumulo; uno scambiatore di calore trasferisce l'energia termica tra il fluido vettore e la regione di accumulo, essenzialmente per conduzione.
Un accumulo in un mezzo poroso è soggetto a correnti convettive naturali in prossimità delle superfici di confine verticali; la grandezza del flusso dipende dalla differenza di temperatura tra la massa di accumulo ed il terreno circostante, dalla permeabilità del terreno e dall'estensione verticale dell'accumulo.
La presenza di strati orizzontali impermeabili riduce i moti convettivi naturali.

Pozzi nella roccia (Boreholes)

Uno dei sistemi più semplici consiste nell'inserire una serie di tubi come scambiatori termici nella roccia, nel terreno o nell'argilla.
L'immissione e l'estrazione di calore è ottenuta facendo circolare un fluido vettore nei tubi che attraversano la regione di accumulo.
Si tratta di singoli fori verticali nella roccia, con diametro tipico di 5-15 cm, riempiti dal fluido vettore. Può essere presente un rivestimento,

oppure il tubo può essere in diretto contatto col terreno (*Breger et al., 1996*).
La differenza di temperatura necessaria per il trasferimento di calore tra il fluido vettore e l'unità di accumulo è proporzionale al tasso di trasferimento per unità di lunghezza del pozzo; la capacità dipende dalla disposizione dei canali di flusso, dai moti convettivi nei tubi, dalle proprietà termiche dei materiali *(Lund et al., 1985).*
La resistenza termica fluido-terreno è data dalla somma della resistenza fluido-parete e quella del terreno circostante.
La regione di accumulo comprende un gran numero di pozzi con distribuzione regolare.
La regione può essere suddivisa in diverse zone che possono essere riempite e svuotate autonomamente, garantendo anche una maggiore stratificazione.
All'esterno della regione "attiva" di accumulo si ha una zona ad elevato gradiente termico radiale. Tale zona può contribuire in piccola parte all'accumulo di calore, anche se il fattore di recupero è basso.

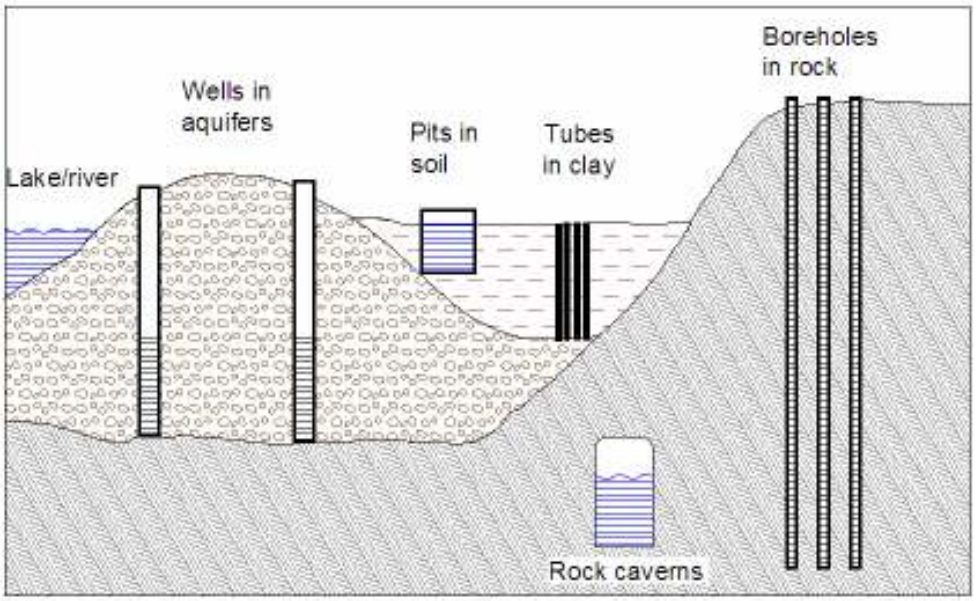

Figura 2-10. Tipologie di accumulo nel terreno

La simulazione matematica di sistemi di accumulo nel terreno risulta complicata, per effetto dei numerosi processi termici che interagiscono nel sistema.
Con i normali strumenti di calcolo si considerano principalmente flussi di calore per conduzione e velocità di immissione/estrazione costanti. Nella pratica, tuttavia, si osservano pesanti flussi convettivi all'interfaccia fluido-terreno dei tubi.

Tubi in uno strato argilloso (Tubes in clay - U tubes)
Si tratta di tubi di diametro contenuto (2-3 cm) inseriti verticalmente nel terreno, piegati a 180° sul fondo; il fluido scende da un lato del tubo e risale dall'altro.
L'impiego di tubi a U risulta particolarmente favorevole in presenza di terreni argillosi e preferibile ai pozzi in molte condizioni geologiche, tuttavia la modellazione di questa tipologia di accumulo risulta ancora piuttosto lacunosa (*Breger et al, 1996*).

Capitolo 3. Modello Matematico

Si vuole modellare un sistema di accumulo per energia solare mediante calore sensibile.
Questo sistema, come la maggior parte delle applicazioni termotecniche, è caratterizzato dallo scambio di materia con l'esterno e da trasformazioni lontane dall'equilibrio. Si tratta dunque di un sistema aperto.
E' possibile utilizzare i metodi di indagine termodinamica elaborati per un sistema chiuso scegliendo con cura il confine del sistema e considerando contemporaneamente il sistema aperto come una regione fissa attraversata nel tempo da un sistema chiuso che si sposta nello spazio (Figura 3-1).
Il sistema chiuso viene definito in modo da comprendere al suo interno tutta la massa contenuta nel sistema aperto ed una porzione aggiuntiva dM, a monte della sezione di ingresso (*Cocchi, 1998*).
Il sistema viene descritto da variabili in funzione della posizione (tre coordinate cartesiane ortogonali) e del tempo.

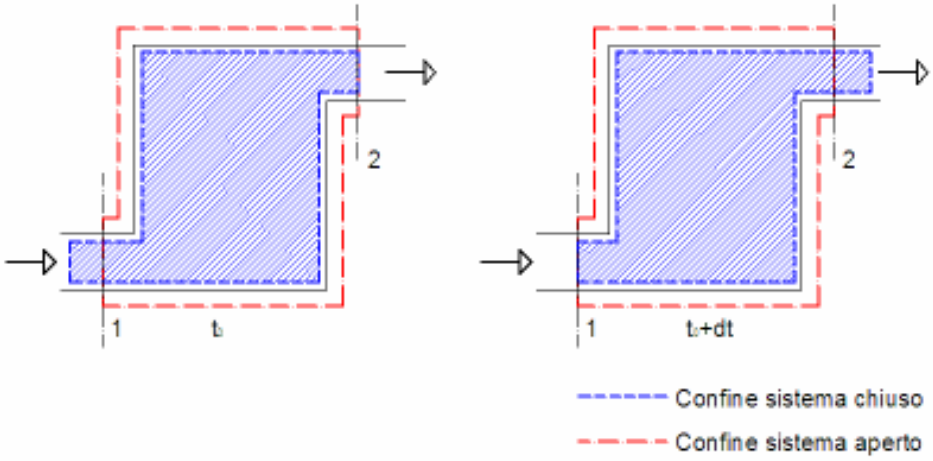

Figura 3-1. Modello di sistema aperto

3.1. Equazione di Bilancio dell'Energia per un Sistema Aperto

Il contenuto energetico del sistema all'istante t=t0 e all'istante t0+dt, supponendo che le masse infinitesime dM_1 e dM_2 abbiano valore uniforme di energia interna, cinetica e potenziale, è pari a:

$$E_{\tau 0} = (u_1 + e_{c1} + e_{p1})dM_1 + \left[\int_V \rho e dV\right]_{\tau 0} \tag{3.1a}$$

$$E_{\tau 0+d\tau} = (u_2 + e_{c2} + e_{p2})dM_2 + \left[\int_V \rho e dV\right]_{\tau 0+d\tau} \tag{3.1b}$$

La variazione del contenuto di energia interna è dovuta unicamente a scambi di energia col contorno sotto forma di calore e lavoro, pertanto:

$$E_{\tau 0+d\tau} - E_{\tau 0} = dQ_T - dL_T \tag{3.2}$$

Il lavoro compiuto dal fluido a monte e a valle del sistema chiuso per introdurre la massa dM_1 o estrarre dM_2, supponendo la pressione uguale a quella che si ha sul confine del sistema chiuso, è:

$$|dL_1| = p_1 v_1 dM_1 \tag{3.3a}$$

$$|dL_2| = p_2 v_2 dM_2 \tag{3.3b}$$

Il lavoro globalmente scambiato attraverso la superficie di confine risulta:

$$dL_T = dL + |dL_2| - |dL_1| \tag{3.4}$$

Sostituendo nell'equazione 3.2, si ottiene:

$$\left(u_2 + e_{c2} + e_{p2}\right)dM_2 - \left(u_1 + e_{c1} + e_{p1}\right)dM_1 + \left[\int_V \rho e dV\right]_{\tau_0 + d\tau} + \\ - \left[\int_V \rho e dV\right]_{\tau_0} = dQ - dL - p_2 v_2 dM_2 + p_1 v_1 dM_1 \tag{3.5}$$

Introducendo l'entalpia e utilizzando lo sviluppo in serie di Taylor, si ottiene il primo principio della termodinamica per un sistema aperto con una corrente entrante ed una uscente:

$$\left(h_2 + e_{c2} + e_{p2}\right)Q_{m2} - \left(h_1 + e_{c1} + e_{p1}\right)Q_{m1} + \frac{\partial}{\partial \tau}\left[\int_V \rho e dV\right] = \\ = \frac{dQ}{d\tau} - \frac{dL}{d\tau} \tag{3.6}$$

Nel caso di un sistema caratterizzato da più sezioni di passaggio l'equazione di bilancio energetico assume la forma:

$$\sum_i Q_{mi}\left(h_i + e_{ci} + e_{pi}\right) + \frac{\partial}{\partial \tau}\left[\int_V \rho e dV\right] = \frac{dQ}{d\tau} - \frac{dL}{d\tau} \tag{3.7}$$

dove:

dQ/dt e dL/dt = quantità di energia scambiate dal sistema con l'esterno nell'unità di tempo (potenze) sotto forma di calore e lavoro;

$\sum_i Q_{mi}\left(h_i + e_{ci} + e_{pi}\right)$ = flussi di energia attraverso le sezioni di passaggio, con Q_{mi} positive se uscenti dal sistema;

$\frac{\partial}{\partial \tau}\left[\int_V \rho e dV\right]$ = energia che compete alla massa racchiusa entro il volume V del sistema aperto;

e = valore locale dell'energia, comprendente energia interna, cinetica, potenziale.

3.2. Equazione di Bilancio dell'Energia per un Sistema di Accumulo Termico

Il comportamento del sistema (Figura 3-2) viene studiato mediante un'equazione di bilancio dell'energia.
L'energia termica dell'accumulo è data dalla somma algebrica dei contributi di energia (positivi in ingresso, negativi in uscita).

Si considerano le seguenti ipotesi:
- modello di fluido incomprimibile:

$$v = cost$$
$$\rho = cost$$
$$\Rightarrow du = c_v dT \qquad (3.8a)$$
$$\Rightarrow dh = d(u + pv) = du + pdv + vdp = cdT + vdp \qquad (3.8b)$$

- sistema continuo, non isolato, aperto;
- variazioni di energia cinetica e potenziale trascurabili;
- potenza utile nulla.

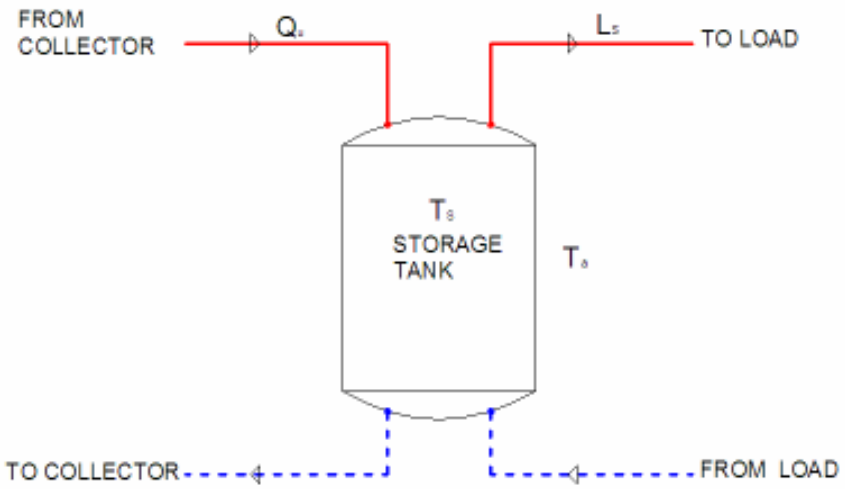

Figura 3-2. Layout serbatoio di accumulo

Nell'ipotesi di mescolamento perfetto si ha:

$$T = T(x,y,z,t) = T(t) \tag{3.9a}$$
$$\Delta e = c(T-T_0) \tag{3.9b}$$

se $T=T_0$ => $e = 0$

$$=> e = cT(\tau) \tag{3.10a}$$
$$\rho = \rho(p, T) = \rho(T) \tag{3.10b}$$

l'energia della massa racchiusa nel sistema è:

$$=> \frac{\partial}{\partial\tau}\left[\int_V \rho e dV\right] = \frac{\partial}{\partial\tau} McT(\tau) = Mc\frac{dT}{d\tau} \tag{3.11}$$

la perdita di calore attraverso le pareti del serbatoio è:

$$\frac{dQ}{d\tau} = \dot{Q} = KS(T(\tau) - T'_a) \tag{3.12}$$

il lavoro è nullo:

$$dL/dt = 0 \tag{3.13}$$

i flussi di calore attraverso le sezioni di ingresso (calore utile dal collettore) e di uscita (calore inviato al load) sono:

$$\begin{aligned}&\sum_i Q_{mi}(h_i + e_{ci} + e_{pi}) = \\ &= \dot{Q}_u - \dot{L}_S = \dot{m}_c c_p (T_C - T_S) - \dot{m}_L c_p (T_S - T_L)\end{aligned} \tag{3.14}$$

Pertanto l'equazione di bilancio dell'energia nel caso del sistema di accumulo diventa:

$$(mc_p)_S \frac{dT_S}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{L}_S - (UA)_S (T_S - T'_a) \tag{3.15}$$

dove:
$\dot{Q}_u$ rappresenta il tasso di incremento di energia dai collettori;
$\dot{L}_s$ rappresenta il tasso di rimozione di energia verso il carico termico;
UA è il prodotto della trasmittanza per la superficie del serbatoio.

3.3. Equazione di Bilancio dell'Energia per un Sistema Solare Termico con Collettori, Accumulo, Ausiliario, Perdite

Si vuole modellare un sistema solare composto dai seguenti elementi (Figura 3-3):
- campo collettori (collettore singolo piano);
- scambiatore di calore tra collettori e accumulo;
- serbatoio di accumulo contenente acqua;
- sistema ausiliario (caldaia);
- scambiatore di calore tra serbatoio e utenza;
- carico termico (utenza).

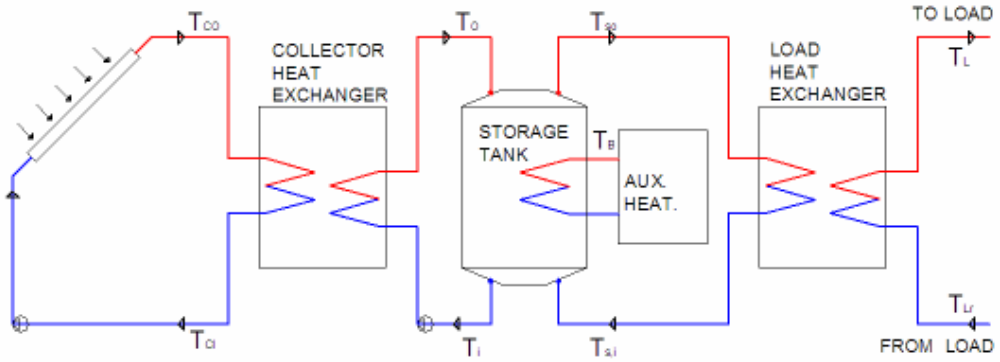

Figura 3-3. Layout Sistema Solare Termico

I componenti possono essere presenti o assenti nelle diverse configurazioni del sistema.

3.3.1. Equazione di Bilancio di un Sistema Solare Termico

Nel bilancio energetico si considerano positivi i contributi di energia in ingresso (energia utile del collettore, eventuale energia utile dell'ausiliario, ecc) e negativi quelli in uscita (energia inviata all'utenza, dispersioni termiche del serbatoio ed eventualmente dei tubi, ecc).

Collettori

La potenza termica utile proveniente dai collettori è data da:

$$\dot{Q}_u = (\dot{m}c_P)_C (T_u - T_i)_C \tag{3.16}$$

Il guadagno energetico di un collettore di area A_c è dato dalla differenza tra la radiazione incidente assorbita e le perdite termiche.

Nel caso di collettori piani, il generico bilancio energetico può dunque essere scritto come:

$$\dot{Q}_u = A_C F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \tag{3.17a}$$

o analogamente in termini di radiazione incidente:

$$\dot{Q}_u = A_C [F_R (\tau\alpha)_{av} G_T - F_R U_L (T_i - T_a)] \tag{3.17b}$$

con:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p (T_{f,o} - T_{f,i})}{A_C [S - U_L (T_{fi} - T_a)]} \tag{3.18}$$

dove:
F_R = collector heat removal factor. Questo parametro è equivalente all'efficacia di un tradizionale scambiatore di calore, che è definita come il rapporto tra il flusso di calore attuale, e quello massimo ottenibile;
U_L = coeff. di trasmissione del calore $[W/(m^2K)]$;
A_C = area collettore;
T_a = temperatura dell'aria;
S = radiazione assorbita per unità di area $[W/m^2]$;
T_i = temperatura in ingresso al collettore;
$T_{f,i}$ = temperatura del flusso in ingresso al collettore;
$T_{f,o}$ = temperatura del flusso in uscita dal collettore.

Accumulo
La capacità termica di un accumulo ad acqua (o di un altro liquido), in condizioni di temperatura uniforme (ipotesi di mescolamento perfetto), è data da:

$$\dot{Q}_S = (mc_P)_S \Delta T_S \tag{3.19}$$

Q_S = capacità termica totale di un ciclo operante nell'intervallo ΔT_S;
m = massa dell'acqua nell'unità.

Carico Termico dell'Impianto
Il flusso termico in uscita dall'accumulo verso il carico termico è:

$$\dot{Q} = -\dot{L}_S = -(\dot{m}c_P)_S (T_u - T_i)_S \tag{3.20}$$

Ausiliario (Boiler)
In caso di presena di una sorgente ausiliaria di energia, il flusso di calore positivo (o nullo) proveniente dall'ausiliario è:

$$\dot{Q}_{aux} = \varepsilon(\dot{m}c_P)_B (T_u - T_i)_B \tag{3.21}$$

ε = efficacia dello scambiatore.

Perdite verso l'Ambiente

Si prendono in considerazione le perdite del sistema verso l'ambiente circostante:

- le perdite di energia dai tubi in ingresso e in uscita dai collettori:

$$\dot{Q}_u = -\left[U_d A_i \left(T_i - T_{a'}\right) + U_d A_u \left(T_u - T_a'\right)\right] \tag{3.22}$$

dove:

U_d = coeff. di trasmissione del calore dai tubi [W/(m^{2}K)];

A_i = area tubi in ingresso;

A_u = area tubi in uscita;

T_a' = temperatura dell'ambiente.

- le perdite dal serbatoio:

$$\dot{Q}_u = -\left[(UA)_S \left(T_S - T_{a'}\right)\right] \tag{3.23}$$

U = coeff. di trasmissione del calore dall'accumulo [W/(m^{2}K)];

A = superficie dell'accumulo;

T_a' = temperatura dell'ambiente in cui si trova l'accumulo.

Scambiatore di Calore

Nel caso in cui siano presenti scambiatori di calore all'interno dell'impianto, risulta conveniente calcolarne l'efficienza mediante il metodo ε-NTU. Questo consente di calcolare il flusso termico attraverso lo scambiatore in funzione delle temperature in ingresso ai lati dello scambiatore.

Il flusso di calore dovuto alla presenza dello scambiatore è:

$$\dot{Q} = \varepsilon Q_{max} = \varepsilon \left(\dot{m} c_P\right)_{min} \left(T_{hi} - T_{ci}\right) \tag{3.24}$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \tag{3.25}$$

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{1 - e^{-NTU(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NTU(1-C^*)}} \ldots se..C^* \neq 1 \\ \varepsilon &= \frac{NTU}{1 + NTU} \ldots se..C^* = 1 \end{aligned}\right\} \tag{3.26}$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}} \tag{3.27a}$$

$$C^* = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \tag{3.27b}$$

dove:
ε = efficacia dello scambiatore, variabile in base alla configurazione dello scambiatore (Kays e London);
T_{hi} = temperatura in ingresso lato caldo;
T_{ci} = temperatura in ingresso lato freddo;
NTU = numero di unità di trasporto;
C* = rapporto di capacità.
Tenendo conto dei contributi positivi e negativi dei componenti del sistema, l'equazione generale di bilancio energetico del sistema diventa:

$$\begin{aligned} (mc_p)_S \frac{dT_S}{dt} &= A_C F_R [S - U_L (T_S - T_a)] - (UA)_S (T_S - T_a') + \\ &- (U_d A_d)(T_S - T_a) - (\dot{m}c_p)_S (T_b - T_S) + \varepsilon (\dot{m}c_p)_{min} (T_S - T_h) \end{aligned} \tag{3.28}$$

3.4. Stratificazione

All'interno di un serbatoio di accumulo l'acqua presenta una notevole differenza di temperatura tra la parte alta del serbatoio, più calda, ed il fondo, più freddo. Questo fenomeno prende il nome di stratificazione e coinvolge la convezione sia naturale che forzata (*Rosen, 2002*).
Il termine stratificazione può dunque essere definito come una misura della differenza tra la temperatura massima e minima di un accumulo termico in un dato istante di tempo (*Fanney e Klein, 1988*).

Il fluido freddo, prelevato dal fondo del serbatoio, viene inviato ai collettori, che lo riscaldano, e reimmesso nella parte alta del serbatoio ad una temperatura più elevata. Il flusso scenderà fino a raggiungere un livello in cui la densità del fluido circostante sarà pari alla sua. Per effetto della gravità e del galleggiamento, l'acqua a diverse temperature si depositerà ad un'altezza corrispondente in funzione della sua densità: l'acqua calda, con densità inferiore, rimarrà negli strati superiori, mentre l'acqua fredda, più densa, scenderà depositandosi negli strati inferiori del serbatoio (*Han et al, 2009*).
La regione intermedia, ad elevato gradiente di temperatura, che separa lo strato superiore a temperatura uniforme da quello inferiore alla temperatura iniziale, prende il nome di "thermocline" (Figura 3-4).
Questo strato agisce come barriera fisica ostacolando il mescolamento tra il fluido caldo e quello freddo (*Dincer e Rosen, 2002*) e mantenendo stabile il gradiente di temperatura (*Han et al, 2009*).
Questa regione tende a portarsi verso il basso durante il processo di carico, finché il serbatoio è totalmente caricato. Nel processo di scarico del serbatoio, l'andamento si inverte.

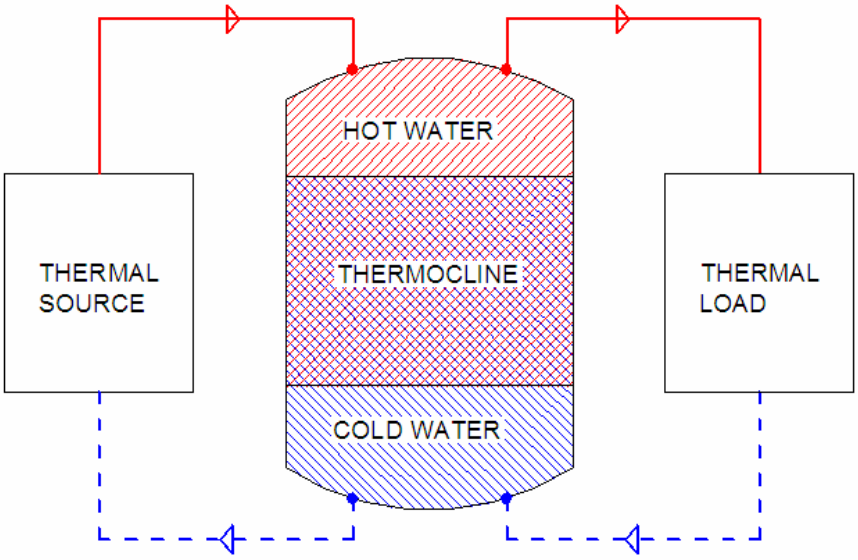

Figura 3-4. Accumulo stratificato

L'ipotesi alla base del comportamento sopradescritto è che la temperatura di ingresso del fluido resti costante.
Nel caso di sistemi con collettori solari, questa condizione non è mai soddisfatta, dal momento che la temperatura varia costantemente, causando un incremento del mescolamento nel serbatoio. In questo caso la regione "thermocline" non risulta chiaramente definita; pertanto tale termine è utilizzato solo nel caso di temperatura del fluido in ingresso costante (*Zurigat e Ghajar, 2002*).

3.4.1. Fattori di Influenza sulla Stratificazione

I principali fattori che influenzano la stratificazione termica sono la conduzione e la convezione nel fluido di accumulo, la conduzione e le perdite attraverso le pareti del serbatoio, la convezione dovuta ai processi di carico e scarico del serbatoio (*Hahne e Chen, 1998*).
Il mantenimento della stratificazione nel serbatoio è essenziale per l'efficienza del sistema in cui esso è integrato.
La stratificazione, infatti, consente
- un funzionamento più efficiente dei collettori grazie alla minore temperatura del fluido in ingresso agli stessi, proveniente dalla parte inferiore dell'accumulo (Duffie e Beckman, 1980);
- una riduzione delle perdite termiche verso l'ambiente per effetto della minore temperatura media del serbatoio.
Il comportamento di un accumulo stratificato dipende dalle caratteristiche geometriche del serbatoio (volume, rapporto altezza-diametro), dalla dimensione e posizionamento degli ingressi e delle uscite, dalle portate e velocità dei flussi entranti, dalla differenza di temperatura tra i flussi in ingresso e il liquido nel serbatoio (*Wu e Han, 1978*).

<u>Incremento della Stratificazione</u>
I principali fattori che favoriscono la stratificazione sono l'incremento del rapporto altezza-diametro, della differenza di temperatura tra fluido in

ingresso ed in uscita, del diametro degli ingressi, la diminuzione delle portate (*Lavan e Thompson, 1977*).

Nel corso degli ultimi tre decenni sono stati effettuate diverse ricerche per valutare possibili configurazioni delle bocchette di ingresso in modo da garantire il minor mescolamento possibile con il fluido circostante (*Loehrke et al, 1979*).

Più recentemente sono stati effettuati studi, mediante programmi CFD, per valutare elementi (stratificatori) in grado di accrescere la stratificazione all'interno del serbatoio (*Shah et al., 2005*).

Tra i possibili accorgimenti utili all'incremento del gradiente di temperatura vi sono l'inserimento di uno scambiatore interno o esterno al serbatoio (Figura 3-5), per il trasferimento di calore dai collettori, e l'immissione di fluido di diverse temperature a varie altezze (*Han et al, 2009*).

Un altro fattore che influisce sul comportamento dell'accumulo è la portata dei flussi sia in ingresso (lato collettori) sia in uscita (lato utenza). La riduzione dei valori di entrambe le portate, garantendo una elevata differenza di temperatura, migliora l'efficienza di un sistema stratificato; tale riduzione è tuttavia vincolata dall'aumento delle dimensioni degli scambiatori (*Sharp e Loehrke, 1979*).

Dal lato collettori, inoltre, la riduzione della portata comporta una riduzione del fattore di rimozione del calore F_R, compensata in parte da perdite minori per effetto della temperatura più bassa del fluido in ingresso ai collettori, proveniente dalla parte inferiore del serbatoio.

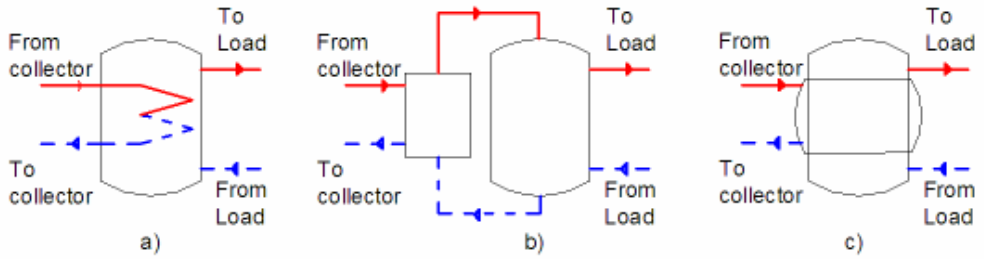

Figura 3-5. Tipologie di scambiatori: a) Immersed coils, b) External shell and tubes, c) Mantle

La portata ottimale è quella in grado di garantire che non vi sia acqua calda in circolo nei collettori per effetto del mescolamento o del surriscaldamento del serbatoio.
La riduzione delle portate in un serbatoio stratificato comporta due vantaggi: una temperatura più elevata nella parte superiore del serbatoio, e la diminuzione dei costi in termini di tubazioni, pompe, ecc. (*Kleinbach, 1990*).

Distruzione della Stratificazione

La riduzione progressiva della stratificazione è associata a due fattori: il mescolamento indotto dal flusso in ingresso, sia in fase di carico che di scarico, ed i molteplici trasferimenti di calore (all'ambiente circostante attraverso il rivestimento e l'isolamento del serbatoio, la diffusione di calore nel liquido, la perdita di calore dalle regioni a temperatura superiore a quelle a temperatura inferiore per conduzione nelle pareti – *Zurigat et al, 2002*).
I parametri che governano questi processi sono la differenza di temperatura tra regioni calde e fredde dell'accumulo, la conduttività e lo spessore delle pareti, il tipo di isolamento, la dimensione del serbatoio, la temperatura dell'ambiente circostante, la forma ed il posizionamento degli ingressi e delle uscite.
Le perdite verso l'ambiente risultano significative nei serbatoi di dimensioni ridotte e con pareti poco isolate, mentre negli accumuli isolati e di dimensioni considerevoli, il processo di destratificazione avviene lentamente, nel corso di più giorni, durante i quali i ripetuti cicli di carico e scarico rendono le perdite termiche un fattore trascurabile rispetto al mescolamento indotto (*Jaluria e Gupta, 1982*).
In tutti i casi la distribuzione iniziale della temperatura influenza fortemente la riduzione della stratificazione.
L'effetto del mescolamento dovuto al flusso entrante è limitato ad una zona la cui altezza adimensionale $(L^*/L)^3$ è funzione del numero di Richardson[4] (*Hollands e Lightstone, 1989*):
- per numeri di Ri maggiori di 0.5, l'altezza adimensionale risulta inferiore a 0.05;

- per valori di Ri superiori a 0.5 il valore dell'altezza cresce rapidamente.

Studi successivi hanno evidenziato ulteriori caratterizzazioni della zona di mescolamento in funzione del numero di Richardson, parametro fondamentale per lo studio della stratificazione in un serbatoio, anche se nella maggior parte dei casi i valori critici di Ri risultano fortemente legati alla configurazione degli ingressi del fluido:

- per valori di Ri uguali o superiori a 4.7 il flusso diventa turbolento (*Hollands e Lightstone, 1989*).
- per valori di Ri superiori a 10, la stratificazione termica risulta indipendente dalla geometria degli ingressi (*Zurigat, 1989*).

In Tabella 3-1 sono riportati i valori significativi dei parametri per la caratterizzazione della stratificazione.

Al fine di creare e mantenere una stratificazione termica stabile all'interno del serbatoio è necessario minimizzare il mescolamento, favorendo l'ingresso del fluido al livello di temperatura opportuno (*Han et al, 2009*).

Tabella 3-1. Caratterizzazione della stratificazione mediante parametri

AUTORE	ANNO	PARAMETRI	VALORI	STRATIFICAZIONE
Lavan e Thompson	1977	Flow factor (Re, Gr, H/D)	> 40-50	Mescolamento quasi assente
Zurigat et al.	1990	Ri	< 3.6	Grande influenza della geometria di ingresso
Ghajar e Zurigat	1991	Ri	> 10	Influenza trascurabile della geometria di ingresso
Yoo e Pak	1993	Pe	Valori elevati	Poca stratificazione
Van Berkel et al.	1999	Ri	> 10-20	Mescolamento evidente

3.4.2. Parametri di Misura della Stratificazione

Per valutare l'efficienza della stratificazione sul comportamento di un sistema di accumulo termico sono stati effettuati numerosi tentativi di definizione di uno standard di riferimento; questo ha portato all'individuazione di diversi parametri di misura:

- il *coefficiente di stratificazione di Phillips (Phillips e Dave, 1981),* definito come il rapporto tra l'attuale energia utile e quella ottenibile con un serbatoio non stratificato:

$$K_S = \frac{F_R F_h \left[\alpha_e A_a q_s - A_R U_L \left(T_i - T_\infty\right)\right]}{F_R F_h \left[\alpha_e A_a q_s - A_R U_L \left(T_S - T_\infty\right)\right]} \tag{3.29}$$

dove:
F_R = Heat removal factor dei collettori;
F_H = Heat exchanger penalty factor;
q_s = flusso solare sull'apertura dei collettori;
A_a = area di apertura dei collettori;
A_r = area di ricezione dei collettori;
α = prodotto assorbenza trasmittanza effettiva;
U_L = coeff. di trasmissione del calore
T_i = temperatura proveniente dal fondo del serbatoio;
T_∞ = temperatura ambiente;
T_S = temperatura media del serbatoio.
Questo coefficiente rappresenta un valore giornaliero sulla base di dati solari orari.

- il *fattore di stratificazione (Wu et al, 1981),* definito come il prodotto del rapporto tra la massa dell'i-esimo elemento e quella totale per il quadrato della differenza di temperatura tra l'i-esimo elemento e il valore medio:

$$ST = \sum_{i=1}^{N} \frac{M_i (T_i - T_{mean})^2}{M_T} \tag{3.30}$$

dove:
N = numero i elementi di fluido nel serbatoio;
M_i = massa del fluido dell'i-esimo elemento;
M_T = massa totale del fluido nel serbatoio;
T_i = temperatura del fluido nell'i-esimo elemento;
T_{mean} = temperatura media del serbatoio.
Il coefficiente ST è una misura della stratificazione istantanea in un serbatoio.
Nel caso di mescolamento perfetto assume valore pari a zero.

- il *numero di stratificazione (Wu et al, 1981),* definito come il prodotto del rapporto tra la differenza di temperatura attuale, tra l'estremo superiore ed inferiore del serbatoio, rispetto a quella ideale per il rapporto tra la temperatura media attuale e quella media per un profilo di temperatura lineare:

$$\xi = \frac{\Delta T_{actual} T_{mean,actual}}{\Delta T_{ideal} T_{mean,ideal}} \tag{3.31}$$

dove:
ΔT_{actual} = differenza di temperatura attuale del fluido nel serbatoio;
ΔT_{ideal} = differenza di temperatura ideale del fluido nel serbatoio;
$T_{mean,actual}$ = temperatura media del serbatoio;
$T_{mean,ideal}$ = temperatura media per un profilo lineare;
Questo fattore fornisce un'indicazione del contenuto di energia disponibile e del suo livello di temperatura; il limite massimo per il valore di temperatura ideale è il punto di ebollizione dell'acqua, quello inferiore è il valore di temperatura dell'acqua dell'acquedotto *(Kleinbach, 1990).*
Nel caso di mescolamento perfetto assume valore pari a zero.

- un altro indicatore del comportamento di un sistema di accumulo termico è *l'efficienza energetica*, che si ottiene calcolando l'energia accumulata nel serbatoio Q_{st} e l'energia consumata *(Han et al, 2009):*

$$Q_{st} = \sum_{j=1}^{J} \left| Q_j(t) \right| \tag{3.32}$$

Nel caso di processi di riscaldamento l'efficienza energetica è data dal rapporto tra l'energia disponibile nel serbatoio e l'energia fornita dalla sorgente di calore fino all'istante considerato Q_u:

$$\eta_h = \frac{Q_{st}(t)}{Q_u(t)} \tag{3.33a}$$

Durante le fasi di scarico invece è definita dal rapporto tra l'energia sottratta dall'acqua uscente dal serbatoio Q_{out} e l'energia inizialmente accumulata:

$$\eta_d = \frac{Q_{out}(t)}{Q_{st}(t = 0)} \tag{3.33b}$$

Durante le fasi di carico è data dal rapporto tra calore netto accumulato al termine del periodo di carico e massima energia accumulabile in un serbatoio perfettamente stratificato Q_{max}:

$$\eta_c = \frac{Q_{st}(t)}{Q_{max}} \tag{3.33c}$$

L'efficienza di un ciclo completo è definita come rapporto tra calore uscente nella fase di scarico Q_{out} e calore accumulato durante la fase di carico Q_{st} *(Wildin e Truman, 1985)*:

$$\eta_{dc} = \frac{Q_{out}(t)}{Q_{st}} \tag{3.33d}$$

Altre misure di efficienza sono effettuate mediante analisi exergetica: exergia di scarico, di carico, di riscaldamento *(Han et al, 2009).*
Inoltre, dal momento che l'efficienza di un accumulo stratificato è legata al comportamento dinamico della stratificazione all'interno del serbatoio, risultano significativi per la caratterizzazione di questo comportamento alcuni coefficienti adimensionali quali il numero di Reynolds, di Froude, di Richardson e di Peclet.

Capitolo 4. Modellazione Numerica

Il comportamento di un sistema solare viene solitamente stimato mediante simulazione numerica, tenendo conto dei dati climatici e del carico termico.
L'uso di modelli di simulazione consente numerosi vantaggi *(Chouard, 1981)*:
- miglior comprensione dei fenomeni fisici interessati e valutazione della loro influenza;
- previsione del comportamento dei materiali (realizzabilità, durata, ecc…);
- dimensionamento del sistema e dei suoi componenti in funzione dei vincoli e degli obiettivi del progetto.

I modelli numerici del comportamento dell'accumulo sono stati sviluppati in diversi ambienti di simulazione.
L'efficacia della previsione è influenzata direttamente dall'accuratezza della modellazione dei singoli componenti e delle loro interazioni.
A partire dagli anni '70 del secolo scorso sono stati elaborati numerosi modelli per la stratificazione nei serbatoi, caratterizzati da diversi livelli di complessità.
Attualmente è possibile, mediante l'ausilio di strumenti di simulazione CFD multidimensionali *(Nizami et al., 2008)*, effettuare una modellazione tridimensionale del comportamento del serbatoio; tuttavia, può risultare nella pratica non conveniente utilizzare un modello con elevato grado di precisione, sia per ragioni tecniche, sia per ragioni economiche.
Da un lato, infatti, complessità del processo di stratificazione (influenzato da caratteristiche geometriche e condizioni operative non sempre adeguatamente descrivibili nel modello) può portare ad errori anche significativi *(Han et al., 2009)*.

Dall'altro, in molti casi, come ad esempio nelle valutazioni di prestazioni sul lungo periodo (stagionali), è preferibile utilizzare algoritmi di calcolo semplificati per ridurre tempi e costi computazionali altrimenti impossibili.
La complessità dei singoli componenti e del sistema nel suo insieme viene sottomessa alla convenienza d'uso, ai tempi di calcolo e alle risorse disponibili, secondo l'accuratezza desiderata.
In alcuni casi la mancanza di informazioni dettagliate porta ad effettuare una serie di assunzioni semplificatrici.
Gli algoritmi di calcolo attualmente diffusi sono basati sull'ipotesi di volumi finiti unidimensionali, con modelli elementari delle perdite termiche del serbatoio, della diffusione termica, del flusso e del mescolamento indotto. Questo tipo di approccio si è dimostrato adeguato nel caso di flussi di ingresso e uscita dal serbatoio bassi, con conseguente mescolamento molto ridotto *(Cruickshank e Harrison, 2006).*

4.1. Modellazione Numerica di un Accumulo a Calore Sensibile

Le due ipotesi di modellazione del serbatoio di accumulo sono da un lato il modello a mescolamento perfetto, dall'altro il modello perfettamente stratificato (Figura 4-1).
Entrambi i modelli rappresentano condizioni ideali, tra le quali si colloca la condizione reale (stratificazione non uniforme).
Nel modello a mescolamento perfetto si considera la temperatura del serbatoio uniforme, variabile in funzione del tempo per effetto dell'immissione o dell'estrazione di energia durante i processi di carico e scarico o dell'interazione con l'ambiente circostante.
Il comportamento del serbatoio può pertanto essere descritto mediante un'equazione di bilancio di energia.
Nel modello perfettamente stratificato il serbatoio viene suddiviso in un numero di strati a temperatura uniforme, e si assume che il flusso in

ingresso raggiunga lo strato con la temperatura più vicina, garantendo così il minimo mescolamento possibile *(Zurigat e Ghajar, 2002).*
In un accumulo parzialmente stratificato il flusso in ingresso è collocato in posizione fissa, producendo un parziale mescolamento fino al raggiungimento di un equilibrio gravitazionale *(Sharp et al, 1979).*

4.1.1. Ipotesi di Distribuzione Uniforme della Temperatura (Mescolamento Perfetto)

Il comportamento del serbatoio nel modello a mescolamento perfetto è descritto da un'equazione di bilancio termico:

$$(Mc_p)_S \frac{dT_S}{dt} = \dot{m}_i c_p (T_i - T) - (UA)_S \left(T_S - T_a^{'}\right) \tag{4.1}$$

dove:
$\dot{m}_i$ rappresenta la portata in massa entrante;
T_i è la temperatura in ingresso;
UA è il prodotto della trasmittanza per la superficie del serbatoio.
L'equazione può essere risolta numericamente assegnando la condizione iniziale T(0) del serbatoio.

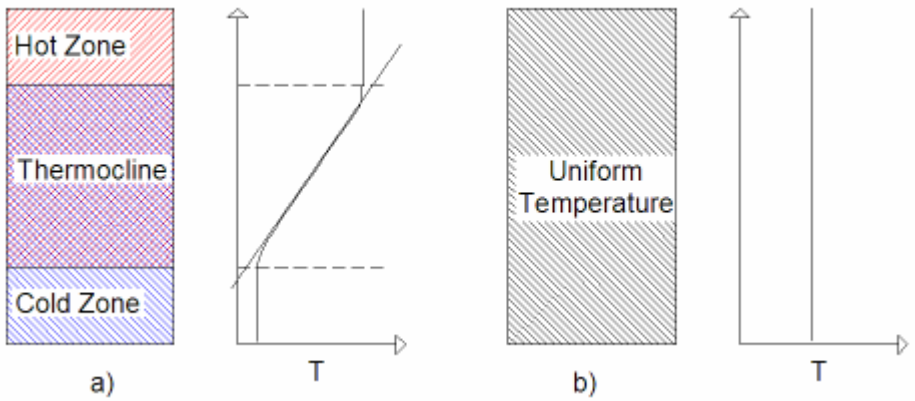

Figura 4-1. Modelli di accumulo: a) Thermocline, b) Mescolamento perfetto

4.1.2. Ipotesi di Distribuzione Monodimensionale della Temperatura

Il modello monodimensionale si basa sull'ipotesi di distribuzione della temperatura all'interno del serbatoio nella sola direzione verticale, considerando trascurabile il gradiente di temperatura in direzione orizzontale.
I modelli unidimensionali dei serbatoi di accumulo termico possono essere distinti in due categorie: modello "stratificato", nel quale la temperatura di ingresso può variare nel tempo, e modello "thermocline", nel quale la temperatura di ingresso è mantenuta costante *(Dincer e Rosen, 2002).*
Per tener conto del fenomeno della stratificazione in letteratura sono stati seguiti due approcci differenti:
- approccio multinode, in cui un serbatoio viene suddiviso in un numero N arbitrario di nodi (sezioni), di dimensione fissa o variabile, e per ciascuno di essi viene scritto un bilancio di energia: in questo caso si ha un sistema di N equazioni differenziali, risolvendo le quali si ottiene la temperatura media all'interno di ogni nodo in funzione del tempo;
- approccio plug flow, in cui si assume che segmenti di liquido di dimensione variabile, a diversa temperatura, si muovano attraverso il serbatoio con flusso "plug flow" (a pistone - *Duffie e Beckman, 2006*).
In aggiunta, per particolari condizioni di operazione in cui il fluido proveniente dai collettori presenta temperatura inferiore a quella dello strato circostante, producendo così un flusso turbolento discendente all'interno del serbatoio (ad esempio nelle ore tarde del pomeriggio), è stato sviluppato un ulteriore approccio, definito "plume entrainment", nel quale il serbatoio è suddiviso in due sezioni: la regione della corrente (stream) ed il resto del serbatoio (tank).
Il modello si basa sul bilancio di massa ed energia delle due regioni *(Kleinbach et al, 1993).*
Nello schema riportato in Figura 4-2 sono rappresentati i principali modelli monodimensionali elaborati in letteratura.

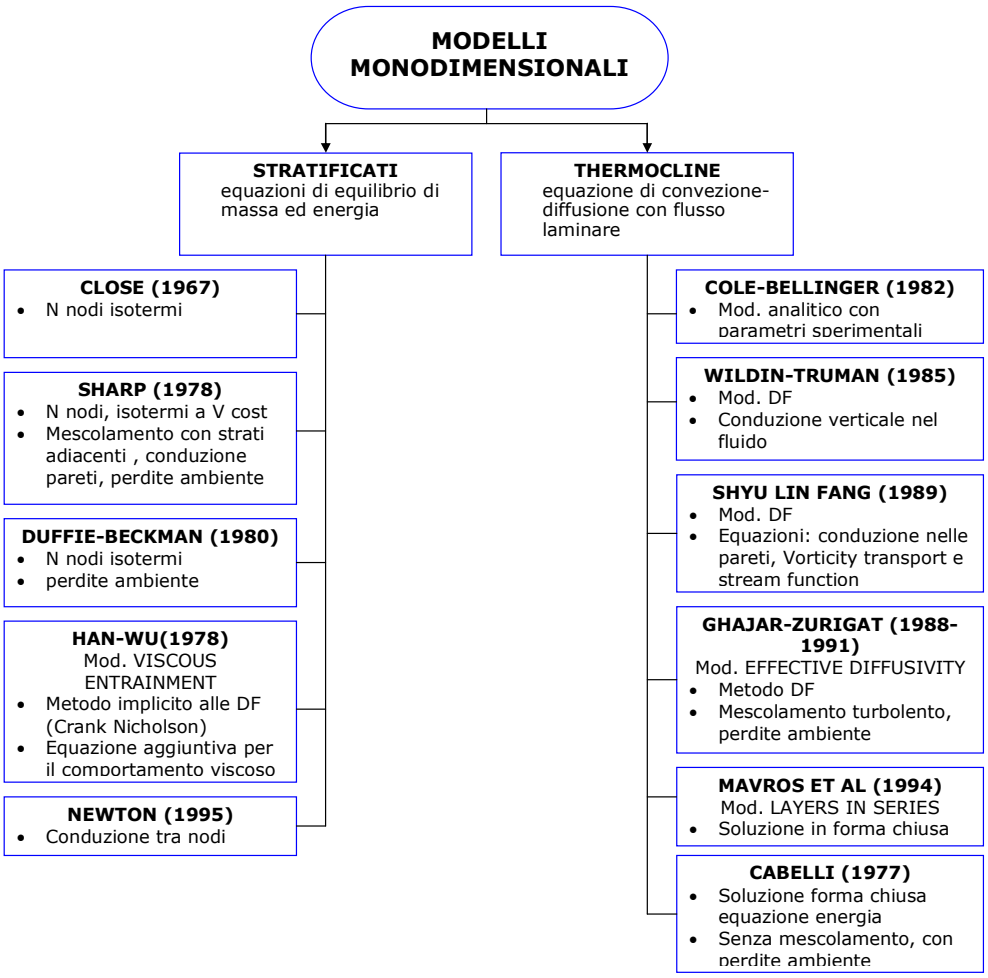

Figura 4-2. Modelli Monodimensionali

<u>Modelli Stratificati: Approccio Multinode</u>

Per formulare le equazioni per un serbatoio multinode è necessario fare delle ipotesi su come l'acqua entra nel serbatoio e come si distribuisce tra i nodi *(Duffie Beckman, 2006).*

Nel modello perfettamente stratificato il serbatoio viene suddiviso in un numero N di strati a temperatura uniforme e si assume che il flusso dal collettore raggiunga il nodo a temperatura più vicina, ma inferiore a quella di uscita dal collettore, senza mescolamento verticale per effetto dell'immissione di fluido (modello di Sharp, 1978).

Il grado di approssimazione alla perfetta stratificazione dipende dal numero di nodi *(Sharp et al, 1979).*
In Figura 4-3 è rappresentato lo schema di funzionamento del modello multinode per un sistema a 3 nodi.
E' possibile definire una funzione di controllo F_i^C per determinare quale nodo riceve il fluido dal collettore:

$$F_i^C = \begin{cases} 1 \ldots se \ldots i = 1 \ldots e \ldots T_c > T_{S,i} \\ 1 \ldots se \ldots T_{S,i-1} \geq T_c > T_{S,i} \\ 0 \ldots se \ldots i = 0 \ldots o \ldots i = N+1 \\ 0 \ldots altrimenti \end{cases} \tag{4.2}$$

Se il collettore è in funzione, solo una funzione di controllo può essere non nulla.

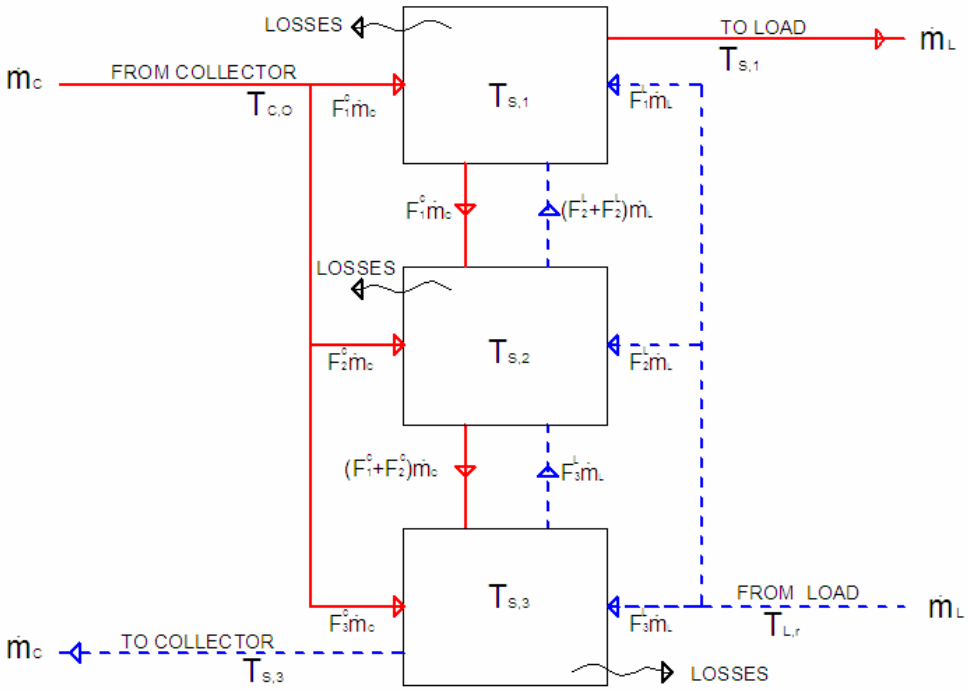

Figura 4-3. Approccio Multinode: Modello a 3 nodi

Analogamente è possibile definire una funzione di controllo F_i^L per il fluido proveniente dal carico termico:

$$F_i^L = \begin{cases} 1 \ldots se \ldots i = N \ldots e \ldots T_L < T_{S,N} \\ 1 \ldots se \ldots T_{S,i-1} \geq T_L > T_{S,i} \\ 0 \ldots se \ldots i = 0 \ldots o \ldots i = N+1 \\ 0 \ldots altrimenti \end{cases} \tag{4.3}$$

Il flusso tra i nodi può andare verso l'alto o verso il basso a seconda dei flussi dal collettore e dal carico.
Si assume che i flussi di fluido in salita ed in discesa si mescolino prima dell'ingresso in ogni nodo *(Kleinbach et al, 1993)* e si definisce il flusso risultante dal nodo i-1 al nodo i:

$$\dot{m}_{m,1} = 0 \tag{4.4}$$

$$\dot{m}_{m,i} = \dot{m}_C \sum_{j=1}^{i-1} F_j^C - \dot{m}_L \sum_{j=i}^{N} F_j^L \tag{4.5}$$

$$\dot{m}_{m,N+1} = 0 \tag{4.6}$$

L'equazione di bilancio al nodo i-esimo risulta *(Duffie Beckman, 2006):*

$$\begin{aligned} (m_i c_p)_S \frac{dT_{S,i}}{dt} &= (UA)_i (T'_a - T_{S,i}) + F_i^C \dot{m}_c c_p (T_C - T_{S,i}) + \\ &+ F_i^L \dot{m}_L c_p (T_L - T_{S,i}) + \begin{cases} \dot{m}_{m,i}(T_{S,i-1} - T_{S,i}) \ldots se \ldots \dot{m}_{m,i} > 0 \\ \dot{m}_{m,i+1}(T_{S,i} - T_{S,i+1}) \ldots se \ldots \dot{m}_{m,i+1} < 0 \end{cases} \end{aligned} \tag{4.7}$$

E' possibile mettere in conto il contributo di un generatore di calore aggiungendo all'equazione un opportuno termine.
La distribuzione della temperatura nel serbatoio si trova risolvendo il sistema di N equazioni differenziali ordinarie del primo ordine.

Dal momento che la temperatura di ogni nodo dipende da quelle dei nodi adiacenti e dalla temperatura dell'ambiente, è necessario risolvere simultaneamente tutte le equazioni di bilancio.
Il grado di stratificazione è determinato dalla scelta di N: maggiore è il numero di nodi, maggiore risulta la stratificazione *(Kleinbach et al, 1993).* Incrementando significativamente il numero di nodi si raggiungono previsioni che si avvicinano al modello di stratificazione ideale.
Un modello ad un nodo simula un accumulo a mescolamento perfetto *(Fanney et al, 1988).*
Il modello si complica notevolmente all'aumentare del numero di ingressi ed uscite del serbatoio.
L'accuratezza del modello unidimensionale dipende strettamente dalle ipotesi e semplificazioni fatte; le principali sono:
- flusso unidimensionale;
- temperatura e densità del fluido uniforme nel nodo e costante nel passo di calcolo;
- flusso di fluido da ogni nodo perfettamente miscelato prima dell'ingresso nel nodo adiacente;
- perdite di calore verso l'esterno del serbatoio e conduttività delle pareti sufficientemente bassa da non favorire convezione e destratificazione;
- velocità del fluido in ingresso ed uscita sufficientemente basse da non produrre eccessivo mescolamento nel serbatoio.

Alla base dei modelli di Close (1967), Duffie e Beckman (1980) e Sharp (1978) vi è l'ipotesi che il flusso entrante raggiunga il livello di temperatura ad esso adeguata senza mescolamento; inoltre sono ammesse le perdite verso l'ambiente circostante ed il mescolamento con gli strati adiacenti.
Per ogni nodo, isotermo ed a volume costante, vengono scritte le equazioni di bilancio della massa e dell'energia; mediante l'uso di funzioni di controllo il flusso in ingresso è inviato allo strato la cui temperatura si avvicina maggiormente alla sua.
Non tutti i modelli elaborati finora si basano sulle medesime ipotesi; in alcuni studi, ad esempio, si è tenuto conto degli effetti della conduzione lungo le pareti per ridurre la discrepanza tra il tempo di decadimento

teorico della stratificazione e quello riscontrato sperimentalmente *(Shyu et al, 1989)*; in modelli successivi è stato aggiunto anche il contributo della conduzione tra nodi adiacenti *(Newton, 1995).*
Nel modello "*Viscous entrainment" (Han e Wu, 1978)* è considerato l'effetto di mescolamento dovuto al comportamento viscoso del flusso entrante ed alle perdite verso l'ambiente circostante.
Alle equazioni di bilancio di massa ed energia, risolte con metodo implicito alle differenze finite, si aggiunge un'equazione che descrive il tasso di "Viscous entrainment". Inoltre viene inserito un parametro γ per le condizioni al contorno che tiene conto del mescolamento nelle due estremità (superiore ed inferiore) del serbatoio.

Modelli Thermocline

I modelli stratificati, di validità generale, sono applicabili anche al caso di accumuli "thermocline".
Tuttavia per i serbatoi "thermocline" sono stati elaborati alcuni modelli specifici più accurati, basati sulla soluzione dell'equazione unidimensionale di convezione - diffusione *(Zurigat e Ghajar, 2002).*
Assumendo il flusso unidimensionale e la velocità uniforme nella sezione trasversale dell'accumulo (valida in tutto il serbatoio eccetto nelle vicinanze dei diffusori, dove il flusso è turbolento) l'equazione dell'energia per flusso laminare è:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + V\frac{\partial T}{\partial x} = \alpha\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{UP}{A_c \rho_0 c_p}\left(T_a - T\right) \qquad (4.8)$$

dove:
A_c, P = area trasversale e perimetro del serbatoio;
V = velocità media in direzione verticale;
c_p = calore specifico a pressione costante;
In questo modello non si tiene conto del mescolamento turbolento nella zona del flusso in ingresso.
Nel modello di Zurigat (definito "*effective diffusivity*") il mescolamento turbolento all'interno del serbatoio è introdotto utilizzando un fattore ε_{eff}

(effective-diffusivity factor; ε_{eff} =1 nel moto laminare), derivato da dati sperimentali, mediante il quale l'equazione dell'energia per il moto turbolento è ridotta a quella del moto laminare.
L'equazione risultante viene risolta con un metodo alle differenze finite.
Per assicurare la stabilità della soluzione e risolvere i problemi di diffusione numerica l'equazione viene separata in due parti *(Zurigat, 1988)*:
- la parte diffusiva:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \varepsilon_{eff} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{UP}{A_c \rho_0 c_p}\left(T_a - T\right) \qquad (4.9)$$

- la parte convettiva:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + V \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \qquad (4.10)$$

In altri studi *(Cole e Bellinger, 1982)* il modello analitico unidimensionale viene integrato con parametri di derivazione sperimentale (un parametro di mescolamento C, che tiene conto dell'ingresso del fluido nel serbatoio, il coefficiente normalizzato di trasferimento di calore H, che tiene conto dell'interazione fluido-parete, un rapporto di capacità, che tiene conto dell'inerzia delle pareti sulla stratificazione).
Il modello di Wildin e Truman (1985) invece è un modello alle differenze finite che tiene conto del mescolamento in ingresso, della conduzione verticale nelle pareti e nell'acqua, della capacità termica del serbatoio e dello scambio di calore con l'ambiente circostante.
Un altro modello thermocline denominato "*Layers in series*" *(Mavros et al, 1994)* prevede la suddivisione del serbatoio in un numero di strati a temperatura uniforme, e per ogni strato viene scritta l'equazione del mescolamento perfetto.
Il sistema di equazioni differenziali ordinarie del primo ordine viene risolto in forma chiusa[5].
Un approccio differente tra i numerosi modelli unidimensionale è quello di Cabelli (1977), che ricava il modello come caso particolare di un modello

bidimensionale più generale. In esso si ha una soluzione in forma chiusa dell'equazione unidimensionale dell'energia, con perdite verso l'ambiente, senza effetto di mescolamento[6].

4.1.3. Ipotesi di Distribuzione Multidimensionale della Temperatura (2D-3D)

I modelli monodimensionali non sono in grado di descrivere in dettaglio il flusso all'interno del serbatoio in condizioni particolari, quali portate elevate e geometrie articolate *(Han et al., 2009).*
Pertanto, sono stati sviluppati modelli più complessi, bi-tridimensionali, in grado di rispondere a queste esigenze.
I modelli bidimensionali si basano sulla soluzione di equazioni bidimensionali di continuità, di conservazione della quantità di moto e dell'energia *(Zurigat e Ghajar, 2002)*. In essi vengono prese in considerazione diverse configurazioni geometriche del serbatoio (orizzontale, verticale, cilindrico e non…) e dei flussi in ingresso ed uscita.
La soluzione di queste equazioni viene fatta, a seconda dei modelli, direttamente nelle variabili primitive oppure nella forma di una funzione "Vorticity Stream". Nel primo caso è necessario trovare la soluzione del campo di pressioni; il secondo presenta il vantaggio dell'eliminazione della pressione *(Zurigat e Ghajar, 2002)*.
Comune alla maggior parte dei modelli è l'ipotesi che le proprietà termofisiche siano costanti, eccetto la variazione di densità secondo l'approssimazione di Boussinesq[7] *(Han et al, 2009).*
Inoltre il fluido è considerato incomprimibile e le condizioni di esercizio adiabatiche.
Assumendo un flusso turbolento bidimensionale, con dissipazione viscosa trascurabile, le equazioni generali del modello in coordinate cartesiane diventano *(Guo e Wu, 1985):*

- equazione di continuità:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{4.11}$$

- equazioni della quantità di moto:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \tag{4.12a}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial y} + g\beta\left(T - T_0\right) + \nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{4.12b}$$

- equazione dell'energia:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho_0 c_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \tag{4.13}$$

dove:
u,v = componenti orizzontale e verticale della velocità;
T = temperatura;
p = pressione;
ν = viscosità cinematica;
λ = conduttività termica;
c_p = calore specifico a pressione costante;
g = accelerazione gravitazionale;
β = coeff. Di espansione termica;
ρ_0 = densità del fluido in un punto di riferimento.

Introducendo le funzioni:
- ψ ("stream function") che soddisfa l'equazione di continuità:

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, v = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \tag{4.14}$$

- ω ("vorticity"):

$$\omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \tag{4.15}$$

- e le quantità adimensionali:

$$X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}, U = \frac{u}{u_0}, V = \frac{v}{v_0} \tag{4.16a}$$

$$\theta = \frac{T - T_0}{T_1 - T_0}; \tag{4.16b}$$

$$\tau = \frac{tu_0}{H}, \Psi = \frac{\psi}{u_0 H}, \Omega = \frac{\omega H}{u_0} \tag{4.16c}$$

Le equazioni finali del modello diventano:

$$U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y}, V = -\frac{\partial \Psi}{\partial X} \tag{4.17}$$

$$\Omega = -\left(\frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2}\right)\Psi \tag{4.18}$$

$$\frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + U\frac{\partial \Omega}{\partial X} + V\frac{\partial \Omega}{\partial Y} = -\frac{Gr}{Re^2}\frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2}\right)\Omega \tag{4.19}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U\frac{\partial \theta}{\partial X} + V\frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re\,Pr}\left(\frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2}\right)\theta \tag{4.20}$$

dove:
Re = numero di Reynolds;
Pr = numero di Prandtl;
Gr = numero di Grashof.

Il sistema di equazioni differenziali non lineari viene risolto con metodi differenti nei diversi modelli.
In uno dei primi studi Cabelli (1977) risolve le equazioni in coordinate cartesiane, con formulazione mediante funzione "vorticity stream" con un metodo implicito alle differenze finite. La soluzione ottenuta presenta instabilità per numeri di Reynolds elevati.
Successivamente, il modello di Guo e Wu (1985) rimuove le limitazioni sul numero di Reynolds, presentando una soluzione del sistema di equazioni sempre con un metodo alle differenze finite, ma con uno schema "power law". Tale sistema tuttavia produce diffusione numerica, compromettendone così l'accuratezza *(Zurigat e Ghajar, 2002).*
Il modello di Zurigat (1988) risolve il sistema di equazioni nelle variabili primitive, mediante l'algoritmo SOLA *(Hirt, 1975)*, incorporando sia il sistema di coordinate cartesiano che quello cilindrico assialsimmetrico. Inoltre in esso vengono inclusi il moto sia laminare che turbolento e condizioni al contorno sia costanti che variabili, nonché resistenze localizzate.
Nel modello di Hahne e Chen (1998), il sistema di equazioni viene studiato nella formulazione della funzione di "vorticity stream", con moto laminare.
Un approccio differente è quello di Lightstone (1989): le equazioni di conservazione nelle variabili primitive, con coordinate cilindriche, vengono risolte mediante un metodo ai volumi finiti. Viene inoltre introdotta la conduttività nelle pareti.
Tra tutti i modelli multidimensionali, si distingue un modello tridimensionale studiato da Sha e Lin (1980), nel quale le equazioni di conservazione di massa, quantità di moto ed energia in coordinate cilindriche sono risolte mediante metodo alle differenze finite, basato sulla tecnica ICE (Implicit Continuous Fluid Eulerian). In esso è incorporato un modello "Eddy Diffusivity Turbolence" ed è ristretto a geometrie cilindriche.
Tutti gli studi effettuati hanno mostrato l'importanza del numero di Richardson come parametro che governa la stratificazione nei serbatoi di accumulo. Tale numero deve essere massimizzato nella progettazione di

un serbatoio, anche se esiste un limite superiore, entro il quale diverse configurazioni degli ingressi e delle uscite sono ugualmente efficaci. Per Ri<<1 prevale la convezione forzata, portando al mescolamento completo *(Zurigat et al, 1989).*

Nello schema riportato in Figura 4-4 sono rappresentati i principali modelli multidimensionali elaborati in letteratura.

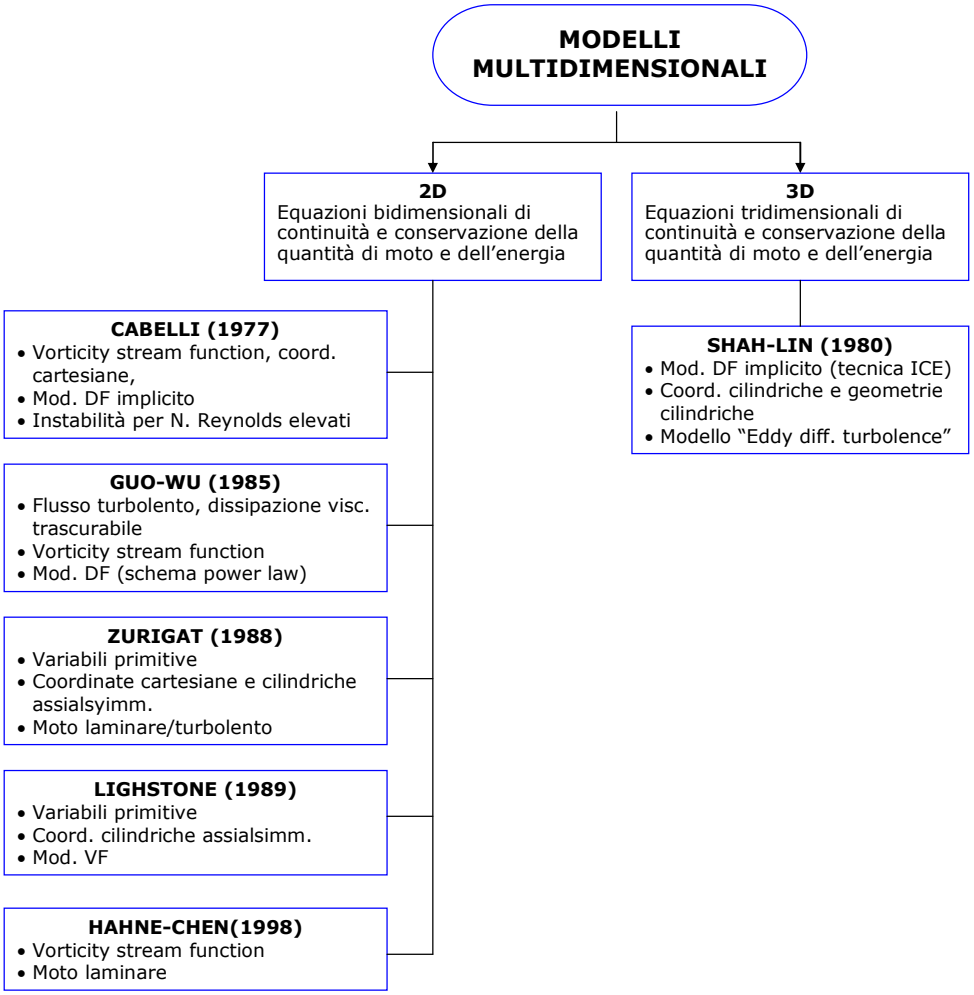

Figura 4-4. Modelli Multidimensionali

Capitolo 5. Applicazioni Numeriche

Il sistema di accumulo per energia solare (descritto al paragrafo 3.3) è stato modellato in Matlab.
Si assume per il serbatoio geometria cilindrica con asse verticale.
L'equazione (nel caso di modello a mescolamento perfetto) o il sistema di equazioni (nel caso stratificato) differenziali ordinarie del primo ordine sono risolte mediante impiego della funzione Ode 45.
Tale funzione utilizza il metodo di Runge Kutta esplicito (del quarto o quinto ordine), altrimenti noto come Dormand-Prince. Si tratta di un risolutore a singolo passo, cioè nella computazione di y(tn), richiede soltanto la soluzione nel passo immediatamente precedente, y(tn-1).
Sono stati realizzati due modelli numerici, uno per il serbatoio a mescolamento perfetto, ed uno per quello perfettamente stratificato (equivalente, nel caso di un unico nodo, al modello a mescolamento perfetto).
In entrambi i casi il modello numerico è costituito da un codice funzione, che contiene l'equazione di bilancio del sistema (con le sue possibili varianti) e viene richiamato dalla ODE45, e un codice principale, mediante il quale vengono introdotti i parametri ed i valori di input (scalari e vettoriali), vengono assegnati ricorsivamente all'equazione da risolvere, e vengono gestiti i risultati (stampa e realizzazione grafici).
E' stato scelto di utilizzare un'ora come intervallo di integrazione, con possibilità di scelta del passo di integrazione (secondi oppure minuti) a seconda delle necessità di simulazione.
L'imposizione del passo di integrazione è effettuata per gestire più agevolmente i risultati.
Nel seguito i risultati sono riportati in secondi.

5.1. Applicazione 5.1 - Serbatoio di accumulo con collettori, carico termico e perdite nell'ambiente

Si vuole modellare un sistema solare con accumulo termico.
Il sistema è costituito da un serbatoio di accumulo contenente acqua, un campo collettori e un carico termico (Figura 5-1).
Il serbatoio contiene 1500 kg di acqua ed è posto in una stanza a 20°C.
Il prodotto della superficie per la trasmittanza è pari a 11.1 W/°C.
La temperatura iniziale dell'accumulo è 45°C.
La quantità di energia Qu proveniente dal collettore entra nell'accumulo, mentre l'energia Ls viene rilasciata dal serbatoio all'utenza (carico).
Il calore proveniente dai collettori e quello inviato al carico termico è espresso in termini di energia oraria (MJ in un'ora) ed è inizialmente assunto costante nell'intervallo orario.

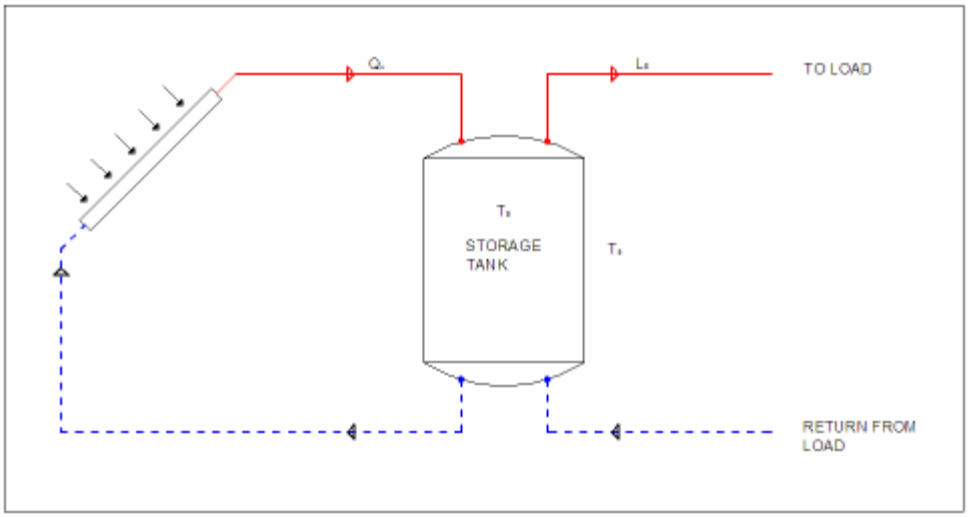

Figura 5-1. Impianto solare

Si vuole calcolare la temperatura T_s del serbatoio al termine delle 12 ore. Vale l'ipotesi di mescolamento perfetto (temperatura T_s del serbatoio uniforme).

DATI

Intervallo di tempo considerato: 12h
M = 1500 kg acqua
T_a' = 20 °C
T_s (0) = 45 °C
UA = 11.1 W/°C
c_p = 4190 J/(kg K)
L_s (energia ceduta al carico in 1 ora)
Q_u (energia utile proveniente dal collettore in 1 ora)

In Tabella 5-1 sono riportati i valori orari di Q_u ed L_s.

Tabella 5-1. Dati di input

ORA	Q_u (MJ)	L_s (MJ)
1	0	12
2	0	12
3	0	11
4	0	11
5	0	13
6	0	14
7	0	18
8	0	21
9	21	20
10	41	20
11	60	18
12	75	16

EQUAZIONE DI BILANCIO DEL SISTEMA

L'equazione di bilancio per un sistema solare in questo caso diventa:

$$\left(mc_p\right)_S \frac{dT_S}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{L}_S - \left(UA\right)_S\left(T_S - T_a^{'}\right) \qquad (5.1.1)$$

Il termine $Q_S = \left(mc_p\right)_S \Delta T_S$ rappresenta la capacità termica totale di un ciclo di massa m, che opera nell'intervallo di temperature ΔT_s.
I termini $\dot{Q}_u$..e..$\dot{L}_s$ rappresentano tassi di incremento o di rimozione di energia rispettivamente dai collettori e verso il carico termico. Nel programma vengono inseriti come valori istantanei (integrati su un intervallo di un'ora), considerati costanti nell'intervallo.
La scelta dell'intervallo orario dipende dalla disponibilità dei dati, solitamente orari.
Il termine $\left(UA\right)_S\left(T_S - T_a^{'}\right)$ rappresenta la dispersione di calore dal serbatoio nell'ambiente circostante a temperatura T'_a.
Il bilancio di energia può essere utilizzato per prevedere l'andamento della temperatura in funzione del tempo.
Una volta nota la temperatura, possono essere calcolate altre quantità dipendenti da essa.
Se considero i valori di Q_u e L_s istantanei (MJ/secondo), ed effettuo le seguenti sostituzioni

$$h = \left(\frac{\left(\dot{Q}_u - \dot{L}_S\right)\cdot 10^6}{3600} + \left(UA\right)_S T_a^{'}\right)\left(\frac{1}{M \cdot cp_s}\right) \qquad (5.1.2)$$

$$k = \frac{-UA}{M \cdot cp_s} \qquad (5.1.3)$$

l'equazione diventa:

$$\frac{dT_S}{dt} = kT_S + h \qquad (5.1.4)$$

RISULTATI

Nel grafico (Figura 5-1) è rappresentato l'andamento della temperatura del serbatoio in funzione del tempo espresso in secondi.
Nella
Tabella 5-2 è mostrato il confronto tra i risultati ottenuti con il modello numerico ed i risultati riportati da Duffie e Beckman[8](2006).
T_s e T^+_s rappresentano rispettivamente la temperatura del serbatoio nell'intervallo orario precedente (temperatura di input) e la temperatura del serbatoio nell'intervallo orario considerato
Il confronto mostra una perfetta aderenza alla prima cifra decimale con i risultati riportati in letteratura.

VALIDAZIONE

Allo scopo di validare la correttezza del modello numerico è stata effettuata una simulazione con soluzione dell'equazione differenziale mediante il metodo di Heun (metodo esplicito del secondo ordine)[9]
I risultati in Figura 5-3 mostrano le due curve sovrapposte.
In Tabella 5-3 si evidenzia il lieve scostamento tra i risultati (terza cifra decimale).

Tabella 5-2. Risultati

	RISULTATI D.-B.		RISULTATI	
ORA	T_S (°C)	T^+_S (°C)	T_S (°C)	T^+_S (°C)
1	45	42.9	45	42.9
2	42.9	40.9	42.9	40.9
3	40.9	39.0	40.9	39.0
4	39.0	37.1	39.0	37.1
5	37.1	35.0	37.1	35.0
6	35.0	32.6	35.0	32.7
7	32.6	29.7	32.7	29.7
8	29.7	26.3	29.7	26.3
9	26.3	26.4	26.3	26.4
10	26.4	29.7	26.4	29.7
11	29.7	36.3	29.7	36.3
12	36.3	45.6	36.3	45.6

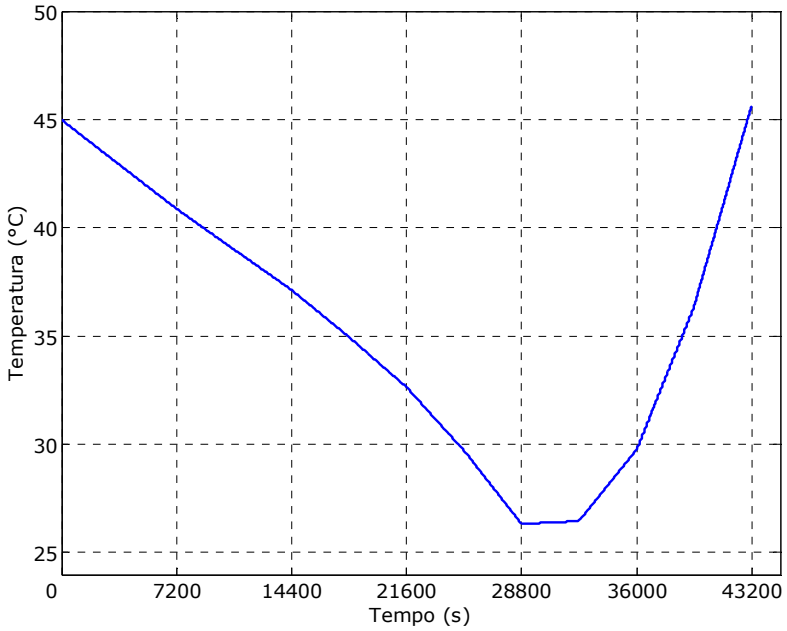

Figura 5-2. Andamento della Temperatura

Tabella 5-3. Risultati

	RISULTATI ODE 45		RISULTATI HEUN	
ORA	T_S (°C)	T^+_S (°C)	T_S (°C)	T^+_S (°C)
1	45.000	42.9389	45.0000	42.9383
2	42.9389	40.8908	42.9383	40.8897
3	40.8908	39.0143	40.8897	39.0126
4	39.0143	37.1496	39.0126	37.1475
5	37.1496	34.9797	37.1475	34.9769
6	34.9797	32.6649	34.9769	32.6616
7	32.6649	29.7306	32.6616	29.7264
8	29.7306	26.3392	29.7264	26.3341
9	26.3392	26.4576	26.3341	26.4526
10	26.4576	29.7464	26.4526	29.7424
11	29.7464	36.3442	29.7424	36.342
12	36.3442	45.5957	36.3420	45.5961

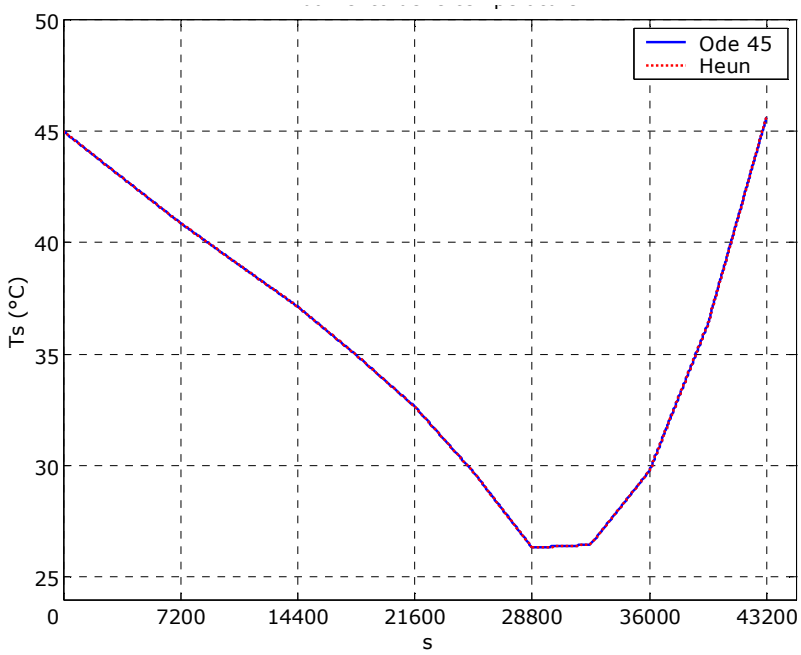

Figura 5-3. Andamento della Temperatura

5.1.1. Applicazione 5.1.1 - Calore variabile, carico termico costante

Si considera un sistema con le caratteristiche di quello dell'applicazione 5.1 (Figura 5-1).
La quantità di energia Q_u proveniente dal collettore entra nell'accumulo, mentre l'energia L_s viene rilasciata dal serbatoio all'utenza (carico).
Il calore proveniente dai collettori viene fatto variare linearmente nell'intervallo orario mantenendo un valore di energia ceduta globalmente pari a Q_u per ogni intervallo orario.
Il calore inviato al carico termico è espresso in termini di energia oraria (MJ in un'ora) ed è assunto costante nell'intervallo orario.
Si vuole calcolare la temperatura T_s del serbatoio al termine delle 12 ore.
Vale l'ipotesi di mescolamento perfetto (temperatura T_s del serbatoio uniforme).

<u>DATI</u>

Intervallo di tempo considerato: 12h
M = 1500 kg acqua
T_a' = 20 °C
T_s (0) = 45 °C
UA = 11.1 W/°C
c_p = 4190 J/(kg K)
L_s (energia ceduta al carico in 1 ora)
Q_u (energia utile proveniente dal collettore in 1 ora)

In Tabella 5-1 sono riportati i valori orari di Q_u ed L_s.

EQUAZIONE DI BILANCIO DEL SISTEMA

Calcolo la potenza proveniente dai collettori all'istante di tempo i-esimo (Figura 5-4):

$$I_1 = 0 \tag{5.1.5}$$

$$I_i = I_{i-1} + 2\frac{\left(\dot{Q}_{u,i-1} - I_{i-1} \cdot 3600\right)}{3600} \tag{5.1.6}$$

Si definisce la pendenza della retta tra due punti consecutivi I_i e I_{i+1}:

$$m_i = \frac{\left(I_{i+1} - I_i\right)}{3600} \tag{5.1.7}$$

Ad ogni passo di integrazione il valore di Q viene calcolato come punto della retta con pendenza m_i e valore iniziale I_i.
Pertanto il valore di energia utile dal collettore diventa:

$$Q_s = m_i t + I_i \tag{5.1.8}$$

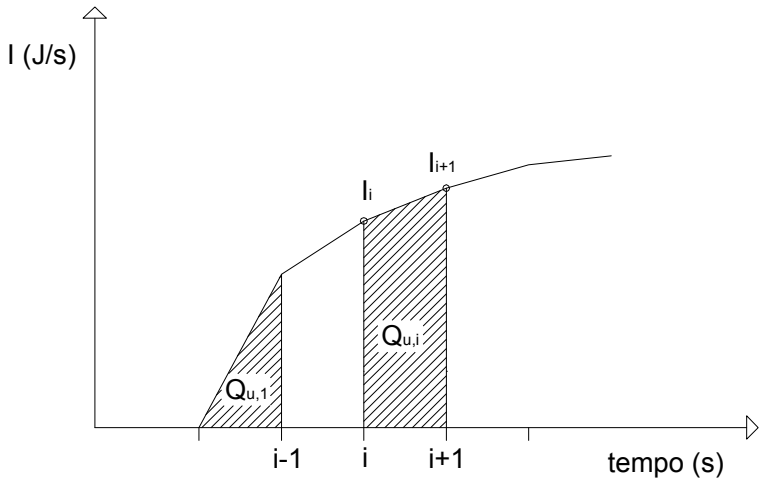

Figura 5-4. Calcolo del calore utile

RISULTATI

Nel grafico (Figura 5-5) è rappresentato l'andamento della temperatura del serbatoio T_s in funzione del tempo (in secondi) nel caso di Q_u costante e Q_u variabile.
Il confronto mostra alcuni scostamenti tra le due curve a partire dall'ottava ora (quando l'apporto di Q_u assume valori diversi da zero).

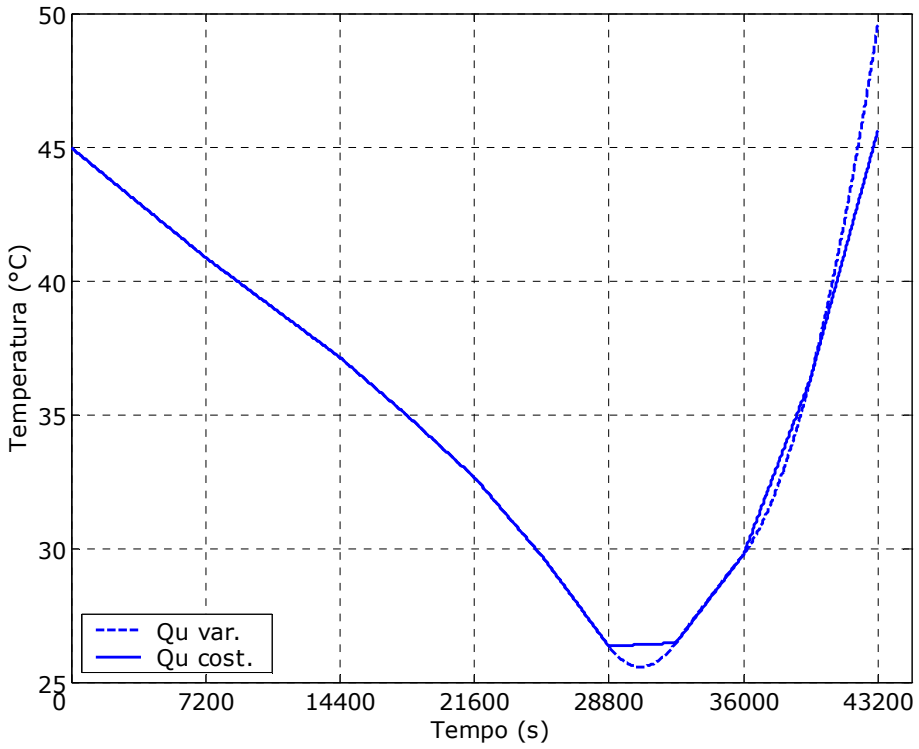

Figura 5-5. Andamento della Temperatura

5.1.2. Applicazione 5.1.2 - Calore costante, carico termico variabile

Si considera un sistema con le caratteristiche di quello dell'applicazione 5.1 (Figura 5-5).
La quantità di energia Q_u proveniente dal collettore entra nell'accumulo, mentre l'energia L_s viene rilasciata dal serbatoio all'utenza (carico).
Il calore proveniente dai collettori è espresso in termini di energia oraria (MJ in un'ora) ed è assunto costante nell'intervallo orario.
Il calore inviato al carico termico viene assunto come funzione variabile di tipo on-off all'interno dell'intervallo orario.
Si vuole calcolare la temperatura T_s del serbatoio al termine delle 12 ore.
Vale l'ipotesi di mescolamento perfetto (temperatura T_s del serbatoio uniforme).

<u>DATI</u>

Intervallo di tempo considerato: 12h
M = 1500 kg acqua
T_a' = 20 °C
T_s (0) = 45 °C
UA = 11.1 W/°C
c_p = 4190 J/(kg K)
L_s (energia ceduta al carico in 1 ora)
Q_u (energia utile proveniente dal collettore in 1 ora)

In Tabella 5-1 sono riportati i valori orari di Q_u ed L_s.

EQUAZIONE DI BILANCIO DEL SISTEMA

Il valore di Ls viene considerato costante:

$$L = \dot{m}_L c_p (T_u - T_i) \tag{5.1.9}$$

Dove:
T_u = 45 °C
T_i = 15 °C
m_l = 0.1Kg/s
e ne viene calcolata la durata:

$$\Delta t_i = \frac{L_{s,i}}{\dot{m}_L cp(T_u - T_i)} \tag{5.1.10}$$

Si definisce il vettore t_L contenente la durata dell'invio di calore al load per ogni intervallo orario.
Ad ogni ora il valore di durata viene utilizzato per suddividere l'intervallo di integrazione della funzione in due sottointervalli variabili (Figura 5-6); la funzione viene integrata nei due sottointervalli, rispettivamente il primo con il valore di L costante calcolato e il secondo con L nullo.

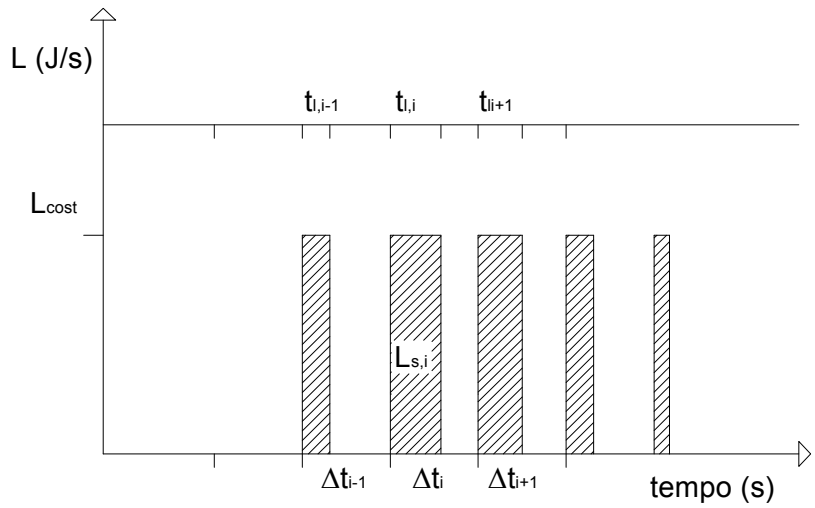

Figura 5-6. Calcolo della durata di Ls

RISULTATI

Nel grafico (Figura 5-7) è rappresentato l'andamento della temperatura del serbatoio T_s in funzione del tempo (in secondi) nel caso di L_s costante e L_s variabile tipo on-off.

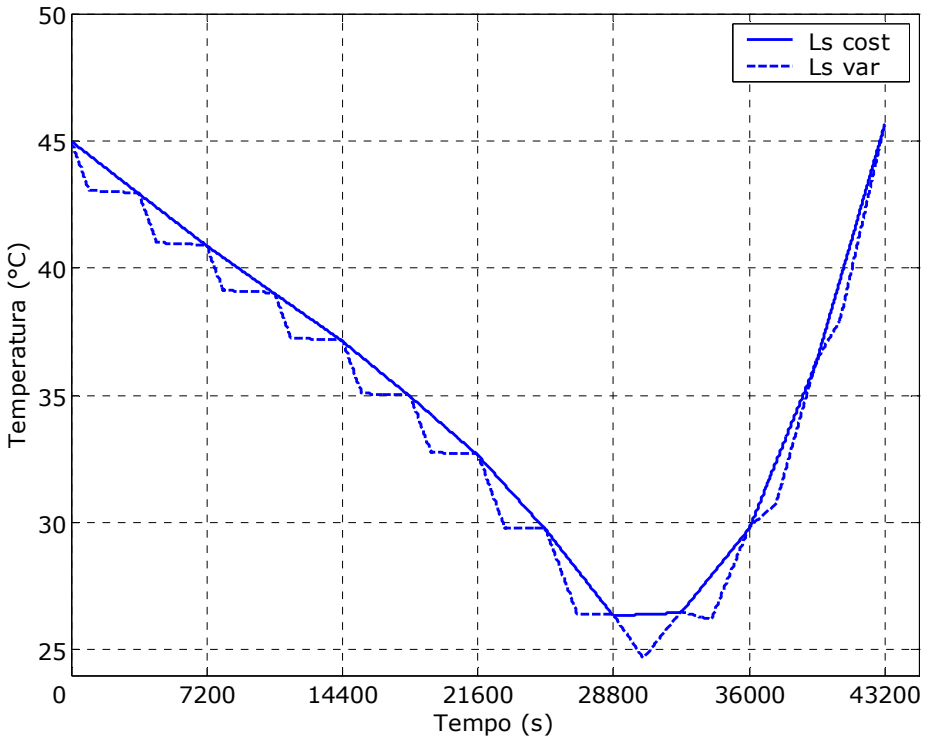

Figura 5-7. Andamento della Temperatura

5.1.3. Applicazione 5.1.3 - Calore variabile, carico termico variabile

Si considera un sistema con le caratteristiche di quello dell'applicazione 5.1 (Figura 5-1).
La quantità di energia Q_u proveniente dal collettore entra nell'accumulo, mentre l'energia L_s viene rilasciata dal serbatoio all'utenza (carico).
Il calore proveniente dai collettori viene fatto variare linearmente nell'intervallo orario mantenendo un valore di energia ceduta globalmente pari a Q_u per ogni intervallo orario (come nella variante 1).
Il calore inviato al carico termico viene assunto come funzione variabile di tipo on-off all'interno dell'intervallo orario (come nella variante 2).
Si vuole calcolare la temperatura T_s del serbatoio al termine delle 12 ore.
Vale l'ipotesi di mescolamento perfetto (temperatura T_s del serbatoio uniforme).

<u>DATI</u>

Intervallo di tempo considerato: 12h
M = 1500 kg acqua
T_a' = 20 °C
T_s (0) = 45 °C
UA = 11.1 W/°C
c_p = 4190 J/(kg K)
L_s (energia ceduta al carico in 1 ora)
Q_u (energia utile proveniente dal collettore in 1 ora)

In Tabella 5-1 sono riportati i valori orari di Q_u ed L_s.

RISULTATI

Nel grafico (Figura 5-8) è rappresentato l'andamento della temperatura del serbatoio T_s in funzione del tempo (in secondi) nel caso di Q_u ed L_s costanti e nel caso di Q_u ed L_s variabili.
Nella Tabella 5-4 sono mostrati i risultati ottenuti col modello dell'applicazione 5.1 (Q_u ed L_s costanti nell'ora) e quelli ottenuti col presente modello (Q_u ed L_s variabili).
T_s e T^+_s rappresentano rispettivamente la temperatura del serbatoio nell'intervallo orario precedente (temperatura di input) e la temperatura del serbatoio nell'intervallo orario considerato
Il confronto grafico e numerico mostra una buona aderenza (scostamento di un decimale) per i risultati delle prime sette ore, mentre successivamente si evidenzia uno scostamento progressivo significativo, dovuto al diverso apporto di calore dai collettori ed alla conseguente modifica del valore di input della temperatura.

Tabella 5-4. Risultati

	Q_u, L_s costanti		Q_u, L_s variabili	
ORA	T_S (°C)	T^+_S (°C)	T_S (°C)	T^+_S (°C)
1	45	42.9	45	43.0
2	42.9	40.9	43.0	41.0
3	40.9	39.0	41.0	39.1
4	39.0	37.1	39.1	37.3
5	37.1	35.0	37.3	35.1
6	35.0	32.6	35.1	32.8
7	32.6	29.7	32.8	29.8
8	29.7	26.3	29.8	26.4
9	26.3	26.4	26.4	23.8
10	26.4	29.7	23.8	24.6
11	29.7	36.3	24.6	28.4
12	36.3	45.6	28.4	35.7

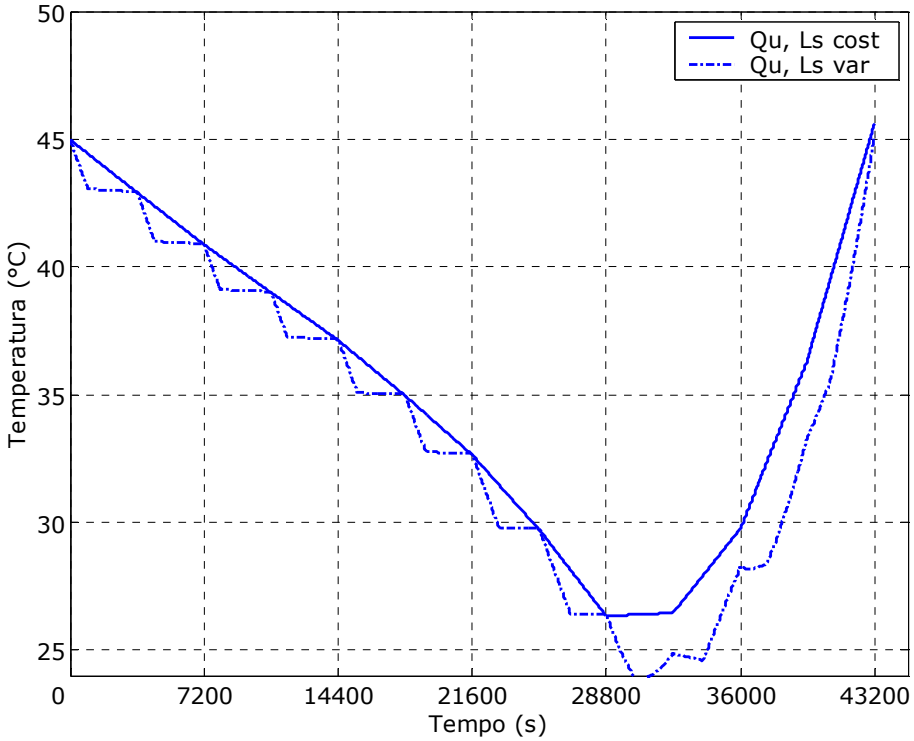

Figura 5-8. Andamento della Temperatura

5.2. Applicazione 5.2 - Serbatoio di accumulo con fonte di calore e carico termico

Allo scopo di validare il codice creato in Matlab si utilizza un problema di cui è nota la soluzione analitica.
Si vuole modellare un sistema con accumulo termico, costituito da un serbatoio contenente acqua, una fonte di calore, un flusso di acqua in ingresso ed un flusso di acqua in uscita con portata costante (Figura 5-9).
Il serbatoio, termicamente isolato, contiene 136 kg di acqua; in esso entra un flusso di acqua con temperatura T_1=26.7 °C costante e portata M_1=0.075 kg/s.
Il serbatoio è dotato di un condotto da cui scarica acqua con portata M_2=0.075 kg/s e temperatura T_2.
L'acqua nel serbatoio è mantenuta in agitazione in modo da ottenere un mescolamento perfetto ($T = T_2$).

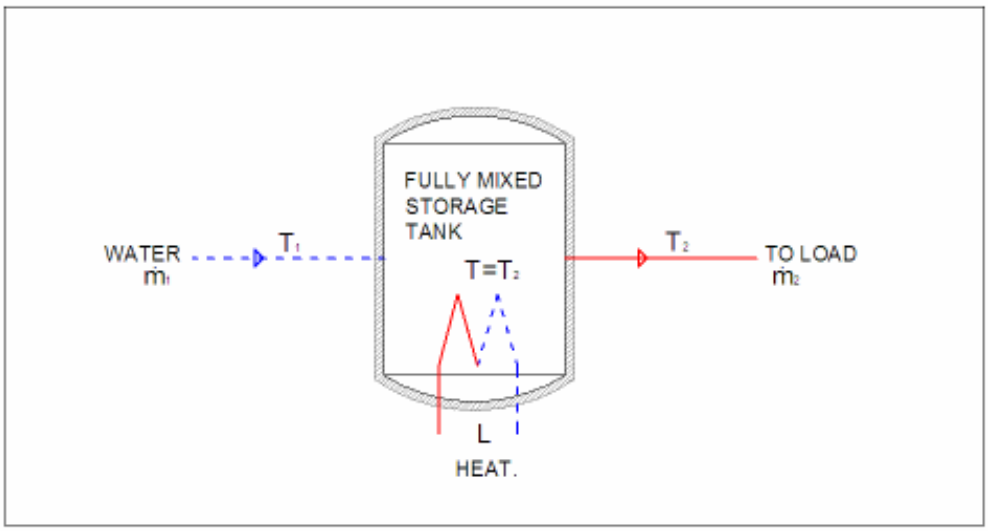

Figura 5-9. Serbatoio di accumulo

Un riscaldatore elettrico della potenza di 5861 W viene posto al suo interno.
Si vuole calcolare il tempo necessario affinché la temperatura all'uscita raggiunga T_2=37.8 °C

DATI

M = 136 kg
$\dot{M}_1 = \dot{M}_2$ = 0.075 kg/s
T_1 = 26.7 °C
T_2 = 37.8 °C
$\dot{Q}$ = 0
$\left|\dot{L}\right|$=5861 W
c_p = 4.180 kJ/(kg K)
U = 0 W/(m^2 °C)

EQUAZIONE DI BILANCIO DEL SISTEMA

$$Mc_p \frac{dT}{dt} + \dot{M}_1 c_p (T - T_1) = -\dot{L} \qquad (5.2.1)$$

Considero 1h come intervallo di integrazione (da 0 a 3600) della ODE45.
Si vuole trovare per quale passo di integrazione (secondo) il valore di T uguaglia il valore assegnato (T_2).

SOLUZIONE ANALITICA
La soluzione dell'equazione differenziale è:

$$T = T_1 - \frac{\dot{L}}{\dot{m}_1 c_p} e^{-\frac{\dot{m}_1}{M}\tau} + \frac{\dot{L}}{\dot{m}_1 c_p} \qquad (5.2.2)$$

La temperatura di uscita T_2 raggiungerà il valore prescritto (T_2 = 37.8 °C) all'istante t = 1637.8 s.
Il valore asintotico raggiunto dalla temperatura è dato da:

$$\lim_{\tau \to \infty} T(\tau) = T_1 - \frac{\dot{L}}{\dot{m}_1 c_p} = 45.36 \ \ °C \qquad (5.2.3)$$

RISULTATI

Nel grafico (Figura 5-10) è rappresentato l'andamento della temperatura del serbatoio in funzione del tempo espresso in secondi.
Nella Tabella 5-5 è mostrato il confronto tra i risultati ottenuti col modello numerico ed i risultati ottenuti mediante soluzione analitica (l'istante in cui T si avvicina maggiormente al valore T2 assegnato, ed il valore asintotico).
Il grafico non consente di distinguere la soluzione numerica da quella analitica, mentre dai risultati numerici si evidenzia una variazione tra le due soluzioni alla seconda cifra decimale.
Il lieve scostamento dei risultati ottenuti con soluzione numerica da quelli ottenuti con soluzione analitica evidenzia l'attendibilità del modello numerico.

Tabella 5-5. Risultati

	RISULTATI NUMERICI		RISULTATI ANALITICI	
	tempo (s)	T_S (°C)	tempo (s)	T_S (°C)
T_2=37.8	1638	37.793	1637.8	37.8
	1640	37.801		
asintoto	21913	45.35		
	43200	45.35	T=∞	45.36

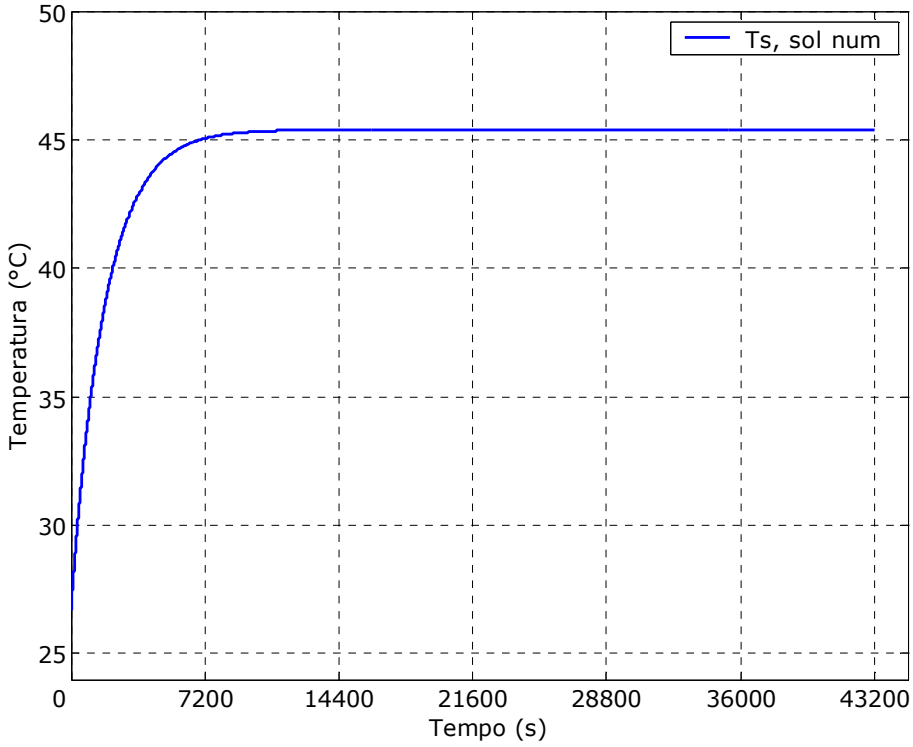

Figura 5-10. Andamento della Temperatura

5.3. Applicazione 5.3 - Serbatoio di accumulo con collettori, carico termico e perdite nell'ambiente

Si vuole modellare un sistema solare per un impianto domestico.
Il sistema è costituito da un serbatoio di accumulo contenente acqua, un campo collettori posto all'esterno dell'abitazione e un carico termico (Figura 5-11).
I collettori piani, di area pari a $4m^2$, con F_R = 0.80 e U_L = 8.0 $W/m^2°C$, sono connessi ad un serbatoio di accumulo contenente 150 kg di acqua, posto in una stanza a 25°C.
La temperatura iniziale dell'accumulo è 40°C ed il prodotto della trasmittanza per l'area del serbatoio (U*A) è pari a 1.70 W/°C.

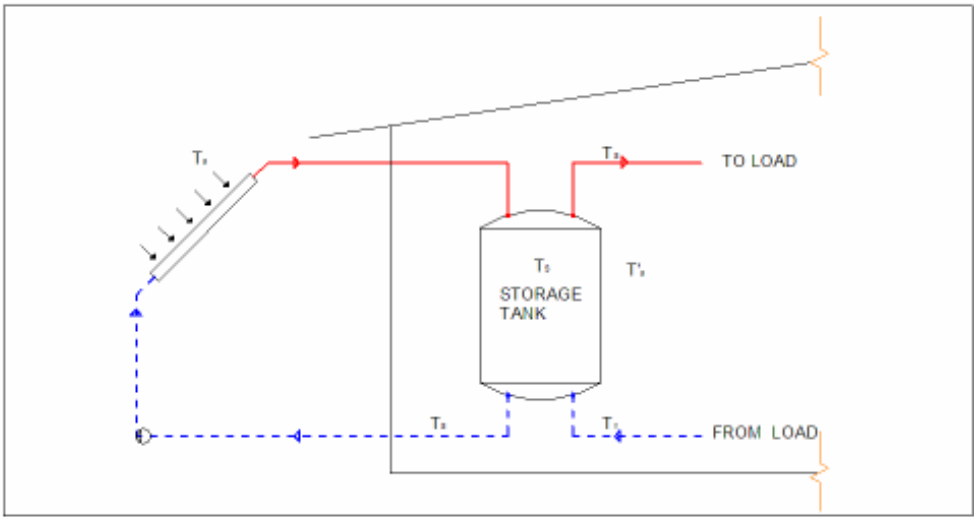

Figura 5-11. Impianto solare

L'acqua è prelevata ad un tasso costante di 10 kg/h ed il volume di accumulo è reintegrato mediante acqua dall'acquedotto a temperatura costante T_h = 15°C.
Si vuole calcolare il comportamento dell'impianto nell'intervallo di tempo 7.00-17.00.
Vale l'ipotesi di mescolamento perfetto (temperatura T_s del serbatoio uniforme).
La temperatura dell'aria esterna T_a è assunta costante durante l'intervallo orario.

DATI

Intervallo di tempo considerato: 7.00-17.00
T_a' = 25°C
M = 150 kg acqua
T_s (0) = 40°C
A_C = 4 m^2
F_R = 0.80
U_L = 8.0 W/m^2°C
UA = 1.70 W/ °C
$\dot{m}$ = 10 kg/h
c_p = 4190 J/(kg K)

In Tabella 5-6 sono riportati i valori orari di I_T, S, e T_a.

EQUAZIONE DI BILANCIO DEL SISTEMA
L'equazione di bilancio in questo caso diventa:

$$(Mc_p)_S \frac{dT_S}{dt} = A_C F_R [S - U_L (T_S - T_a)] - (UA)_S (T_S - T_a') - \dot{m} c_p (T_S - T_h) \tag{5.3.1}$$

Il prodotto $A_C F_R [S - U_L (T_S - T_a)]$ rappresenta il calore proveniente dal collettore.

Il termine $(UA)_S(T_S - T_a')$ rappresenta la dispersione di calore dal serbatoio nell'ambiente circostante a temperatura T'_a.
Il termine $\dot{m}c_p(T_S - T_h)$ rappresenta l'energia sottratta al serbatoio e inviata al carico termico.
Nel programma i valori di S, I_T ed T_a si assumono costanti durante l'intervallo di un'ora.
Mediante il bilancio di energia si ottiene l'andamento della temperatura del serbatoio in funzione del tempo.
Considerando i valori di S istantanei (MJ/secondo), ed effettuando le seguenti sostituzioni:

$$q_coll = A_C F_R \left[S \cdot 10^6 / 3600 - U_L(T_S - T_a)\right] \qquad (5.3.2)$$

con q_coll >= 0

l'equazione diventa:

$$\frac{dT_S}{dt} = \frac{1}{M \cdot cp_s}\left(q_coll - UA(T_s - T_a') - \dot{m}cp_s / 3600(T_s - T_h)\right) \qquad (5.3.3)$$

Tabella 5-6. Dati di input

ORA	I_T (MJ/m^2)	S (MJ/m^2)	T_a (°C)
7-8	0.02	---	-11
8-9	0.43	0.34	-8
9-10	0.99	0.79	-2
10-11	3.92	3.16	2
11-12	3.36	2.73	3
12-13	4.01	3.25	6
13-14	3.84	3.08	7
14-15	1.96	1.56	8
15-16	1.21	0.95	9
16-17	0.05	---	7

RISULTATI

Nel grafico (Figura 5-12) è rappresentato l'andamento della temperatura del serbatoio in funzione del tempo (in secondi).
Nella Tabella 5-7 è mostrato il confronto tra i risultati ottenuti mediante simulazione numerica ed i risultati riportati da Duffie e Beckman[10](2006).
In questo caso i risultati mostrano uno scostamento progressivo da quelli di Duffie e Beckman (2006) fino ad un grado al termine delle 10 ore di simulazione. Tale scostamento dipende dal diverso grado di precisione dei metodi utilizzati:
La soluzione numerica presentata è ottenuta mediante impiego della funzione Ode 45 (basata sul metodo di Runge e Kutta del quarto e quinto ordine); la soluzione riportata in letteratura è ottenuta mediante il metodo di Eulero esplicito (metodo del primo ordine).
T_s e T^+_s rappresentano rispettivamente la temperatura del serbatoio nell'intervallo orario precedente (temperatura di input) e la temperatura del serbatoio nell'intervallo orario considerato

Tabella 5-7. Risultati

	RISULTATI D.-B.		RISULTATI MATLAB	
ORA	T_S (°C)	T^+_S (°C)	T_S (°C)	T^+_S (°C)
1	40	38.2	40	38.2
2	38.2	36.5	38.2	36.6
3	36.5	35.0	36.6	35.1
4	35.0	44.8	35.1	43.9
5	44.8	50.4	43.9	49.0
6	50.4	57.8	49.0	56.0
7	57.8	62.9	56.0	60.9
8	62.9	59.3	60.9	58.0
9	59.3	56.0	58.0	54.9
10	56.0	53.0	57.7	52.1

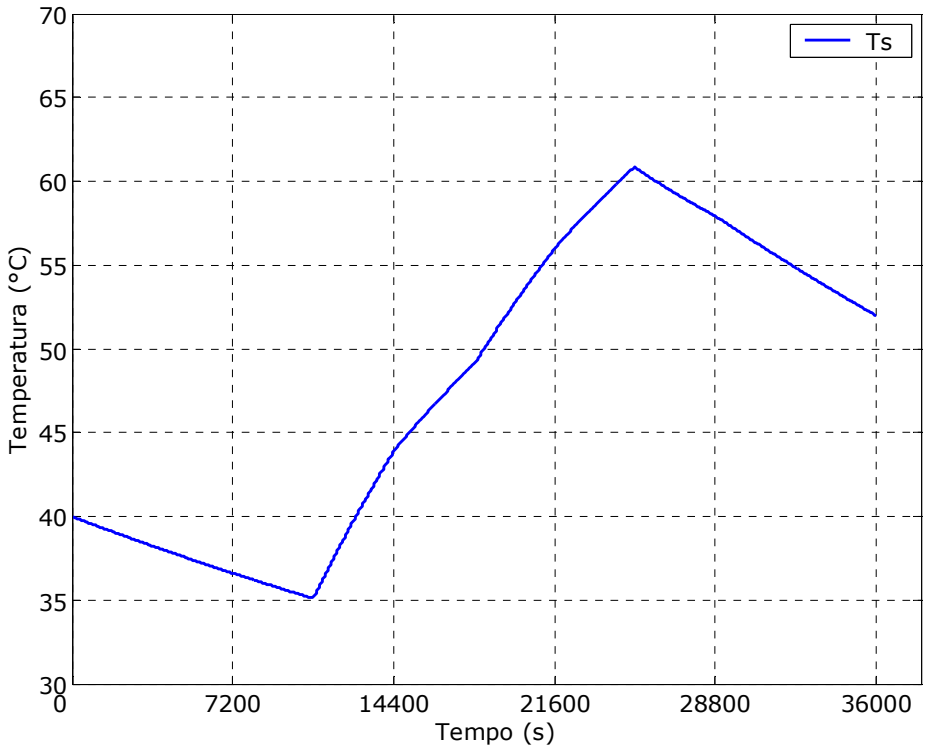

Figura 5-12. Andamento della Temperatura

5.4. Applicazione 5.4 - Serbatoio di accumulo con collettori, carico termico, ausiliario; perdite dal serbatoio e dai tubi

Si vuole modellare un sistema solare per un impianto domestico.
Il sistema è costituito da un serbatoio di accumulo contenente acqua, un campo collettori posto all'esterno dell'abitazione, un carico termico ed una fonte ausiliaria (boiler) (Figura 5-13).
Il sistema presenta le stesse caratteristiche di quello dell'applicazione 5.3. Inoltre si considera una perdita dai tubi pari al prodotto di U_d (0.661 W/(m^2 °C)) per l'area A_d (3.277 m^2).
In caso di necessità, la temperatura del serbatoio è riscaldata da un ausiliario con portata 5kg/h che si attiva se la temperatura del serbatoio scende al di sotto di un valore limite T_b (qui assunto pari a 50 °C).

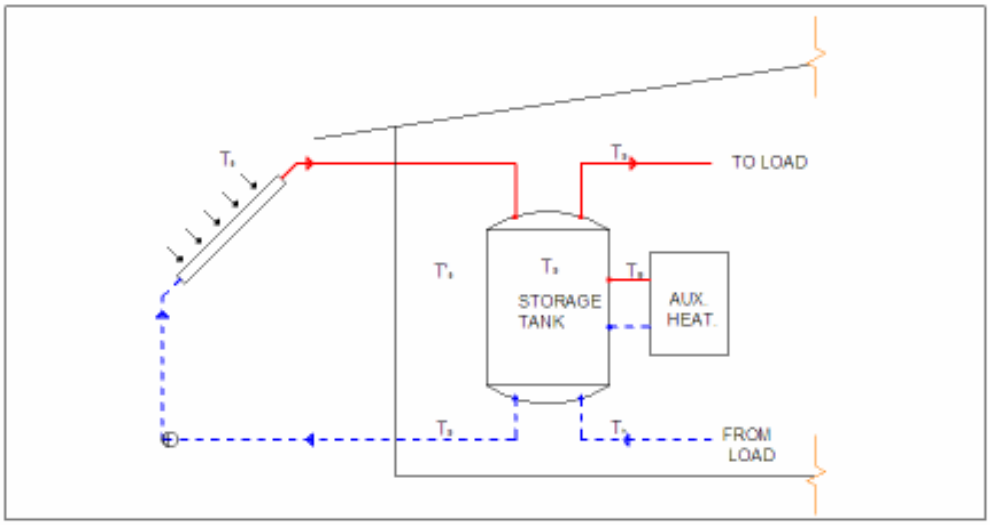

Figura 5-13. Impianto solare con ausiliario

Si vuole studiare il comportamento dell'impianto nell'intervallo 7.00-17.00, nell'ipotesi di mescolamento perfetto (temperatura T_s del serbatoio uniforme).

DATI

Intervallo di tempo considerato: 7.00-17.00
T_a' = 25°C
T_b = 50 °C
T_h = 15 °C
M = 150 kg acqua
A_C = 4 m^2
F_R = 0.80
U_L = 8.0 W/m^2°C
UA = 1.70 W/ °C
U_d = 0.661 W/ °C/m^2
A_d = 3.277 m^2
$\dot{m} = 10 kg/h$
$\dot{m}_B = 15 kg/h$
c_p = 4190 J/(kg K)
T_s (0) = 40°C

In Tabella 5-6 sono riportati i valori orari di I_T, S, e T_a.

EQUAZIONE DI BILANCIO DEL SISTEMA
L'equazione di bilancio in questo caso diventa:

$$\left(mC_p\right)_S \frac{dT_S}{dt} = A_C F_R \left[S - U_L\left(T_S - T_a\right)\right] - \left(UA\right)_S\left(T_S - T'_a\right) + \\ - \left(U_d A_d\right)\left(T_S - T'_a\right) + \delta\left(\dot{m}_B c_p\right)_B\left(T_b - T_S\right) - \dot{m} c_p\left(T_S - T_h\right) \tag{5.4.1}$$

I termini $(U_d A_d)_S (T_S - T_a')$ e $(UA)_S (T_S - T_a')$ rappresentano le dispersioni di calore dal serbatoio e dai tubi nell'ambiente circostante a temperatura T'_a.
Il prodotto $A_C F_R [S - U_L (T_S - T_a)]$ rappresenta il calore proveniente dal collettore.
Il termine $(UA)_S (T_S - T_a')$ rappresenta la dispersione di calore dal serbatoio nell'ambiente circostante a temperatura T'_a.
Il termine $\dot{m} c_p (T_S - T_h)$ rappresenta l'energia sottratta al serbatoio e inviata al carico termico.
Il termine $+\delta (\dot{m}_B c_p)_B (T_b - T_S)$ rappresenta l'energia utile immessa nel serbatoio da un ausiliario che lavora se la temperatura Ts del serbatoio è al di sotto del valore T_b. (δ=1 ⇔ $T_s < T_b$)
Nel programma i valori di S, I_T ed T_a si assumono costanti durante l'intervallo di un'ora.
Mediante il bilancio di energia si ottiene l'andamento della temperatura del serbatoio in funzione del tempo.
Considerando i valori di S istantanei (MJ/secondo), ed effettuando le seguenti sostituzioni:

$$q_coll = A_C F_R \left[S \cdot 10^6 / 3600 - U_L (T_S - T_a) \right] \qquad (5.4.2)$$

con q_coll >= 0

l'equazione diventa:

$$\frac{dT_S}{dt} = \frac{1}{M \cdot cp_s} \left(q_coll - (UA + U_d A_d)(T_s - T_a') \right) + \\ + \frac{1}{M \cdot cp_s} \left(\delta \cdot \dot{m}_b cp_s / 3600 (T_s - T_h) - \dot{m} cp_s / 3600 (T_b - T_s) \right) \qquad (5.4.3)$$

con δ = 1 ⇔ $T_s < T_b$

RISULTATI

In Figura 5-14 è rappresentato l'andamento della temperatura del serbatoio in funzione del tempo (in secondi) per diversi valori di portata e temperatura dell'ausiliario.
In Figura 5-15 è mostrato il confronto tra l'andamento della temperatura nel sistema senza ausiliario (applicazione 5.3) e in quello con ausiliario (applicazione 5.4).
Si evidenzia l'effetto di innalzamento globale della temperatura del serbatoio dovuto alla presenza dell'ausiliario, ed in particolare nelle prime ore del mattino in cui la temperatura dell'aria esterna, molto bassa, non comporta introduzione di calore nel serbatoio.

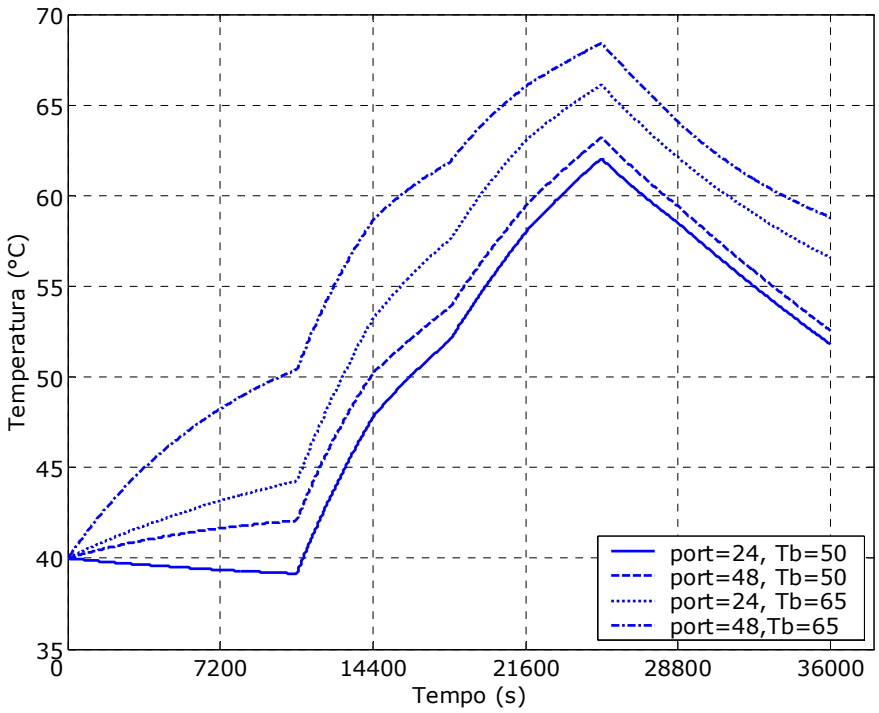

Figura 5-14. Andamento della Temperatura, per diverse portate e Temperature dell'ausiliario

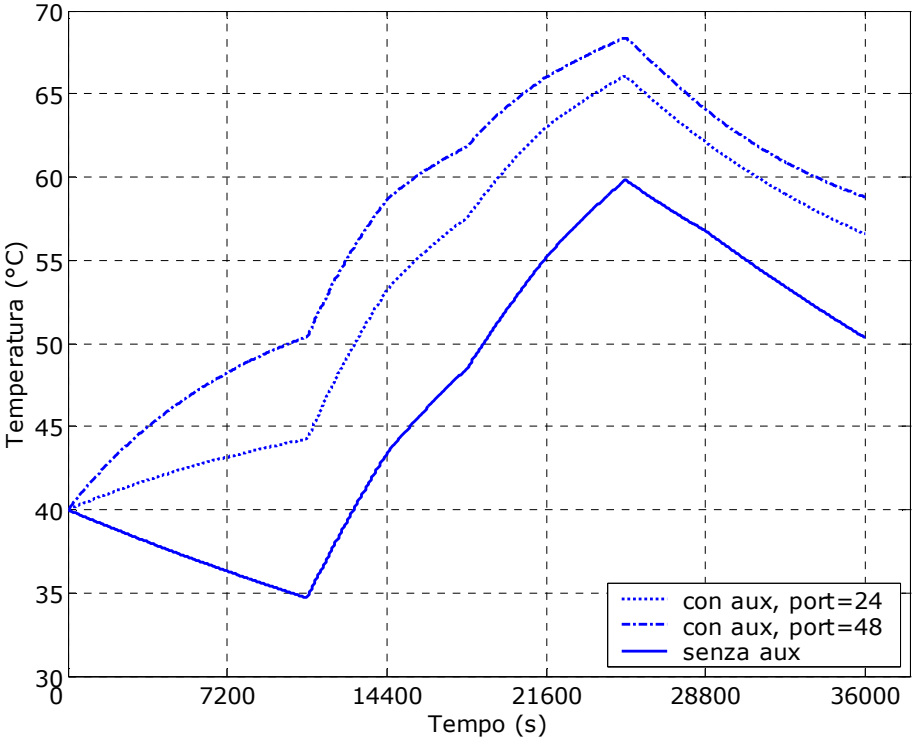

Figura 5-15. Andamento della Temperatura: confronto tra impianto con e senza ausiliario

5.5. Applicazione 5.5 - Accumulo Stratificato: Multinode Approach

Si vuole modellare un sistema solare per un impianto domestico.
Il sistema è costituito da un serbatoio di accumulo cilindrico verticale contenente acqua, una fonte di calore (collettori solari) e un carico termico (Figura 5-16).
Par tener conto della stratificazione all'interno del serbatoio si utilizza l'approccio "multinode", secondo il modello elaborato da Kleinbach e Beckman[11] (1993).
Si considera un impianto di riscaldamento domestico, con un collettore connesso ad un serbatoio di accumulo contenente 180 kg di acqua, posto in una stanza con temperatura di 20°C.
Il valore della trasmittanza (U*A) del serbatoio è pari a 4.57 W/°C.
Il serbatoio ha un rapporto altezza su diametro pari a 1.84.

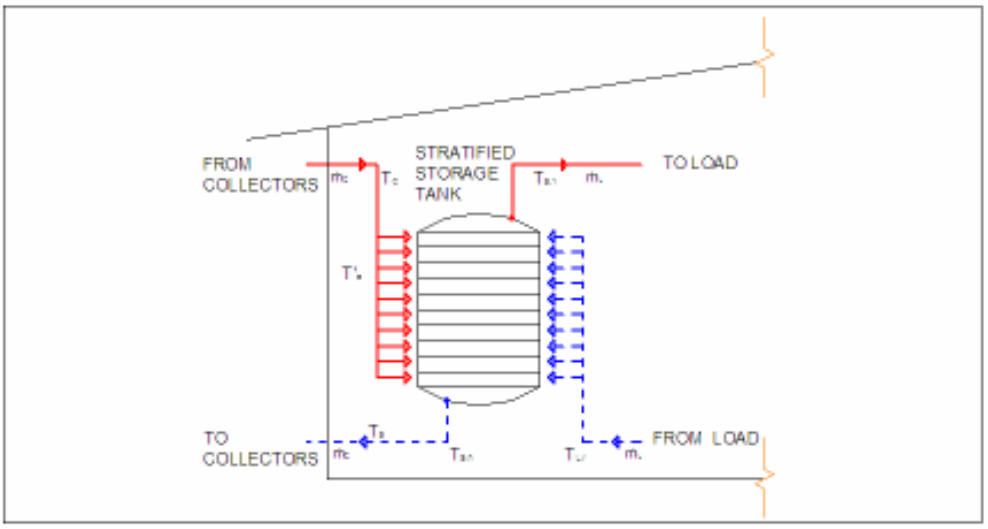

Figura 5-16. Accumulo stratificato

L'acqua è prelevata ad un tasso variabile ed il volume di accumulo è reintegrato mediante acqua dall'acquedotto a temperatura costante T_h = 15°C.
Si vuole calcolare il comportamento dell'impianto nell'intervallo di tempo 7.00-23.00.
Si considera il serbatoio suddiviso in N strati a temperatura uniforme.

DATI

Intervallo di tempo considerato: 18h
T_a' = 20 °C
M_S = 180 kg acqua
D = 0.5 m
H = 0.9 m
U = 1.05 W/(m^2 °C)
c_p = 4190 J/(kg K)
T_L = 15 °C
port_m_c = 72 kg/h
Ts(0) = [38, 36, 28, 26, 19, 17, 16];

In Tabella 5-8 sono riportati i valori orari di L (secondo tre diversi profili di carico) e di T_c.
In Tabella 5-9 sono riportati i dati relativi ai test eseguiti sul modello.
E' stato utilizzato un numero di nodi pari a 7 per il confronto con i risultati in letteratura.

EQUAZIONE DI BILANCIO DEL SISTEMA

Il serbatoio viene suddiviso in un numero N di strati (nodi) di volume costante; la temperatura di ogni nodo è considerata uniforme.
Per ogni nodo si scrive un'equazione di bilancio dell'energia (Figura 5-17): sono positivi i flussi di calore in ingresso (dai collettori), e negativi quelli in uscita (carico termico e perdite nell'ambiente).

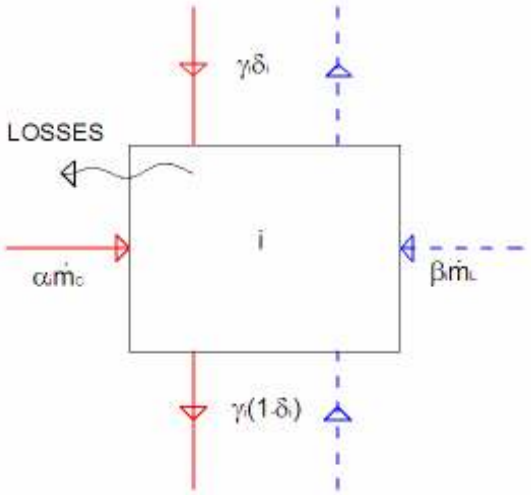

Figura 5-17. Bilancio al nodo i-esimo

L'acqua proveniente dai collettori viene immessa nel serbatoio nel nodo con temperatura uguale o immediatamente inferiore a quella del flusso; l'acqua diretta ai collettori invece viene prelevata dal nodo con temperatura più bassa.
Dal lato del carico, l'acqua fuoriesce dal nodo a temperatura più elevata, mentre viene reimmessa nel nodo con temperatura più vicina; nel caso in esame, si considera una temperatura dell'acqua di reintegro pari a 22 °C (acqua dell'acquedotto). Nel caso di un impianto di riscaldamento, invece, la temperatura di ritorno dal carico risulta più elevata.
L'equazione di bilancio per il nodo i-esimo è:

$$m_i c_p \frac{dT_i}{dt} = \alpha_i \dot{m}_c c_p (T_C - T_i) - \beta_i \dot{m}_L c_p (T_i - T_L) + \delta_i \gamma_i c_p (T_{i-1} - T_i) + \\ + (1 - \delta_i)\gamma_i c_p (T_i - T_{i+1}) - UA_i (T_i - T'_a) \tag{5.5.1}$$

dove:
α_i = 1, se il fluido dal collettore entra nel nodo i, =0 altrimenti
β_i = 1, se il fluido di ritorno dal carico entra nel nodo i, =0 altrimenti

$$\gamma_i = \dot{m}_C \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^{N} \beta_j \tag{5.5.2}$$

$$\delta_i = \begin{cases} 1 \ldots se \ldots \gamma_i > 0 \\ 0 \ldots se \ldots \gamma_i \leq 0 \end{cases} \tag{5.5.3}$$

Il termine $Q_S = (mc_p)_S \Delta T_S$ rappresenta la capacità termica totale di un ciclo di massa m, che opera nell'intervallo di temperature ΔT_s.
Il prodotto $\alpha_i \dot{m}_c c_p (T_C - T_i)$ rappresenta il calore proveniente dal collettore.
Il termine $(UA_i)_S (T_i - T_a^{'})$ rappresenta la dispersione di calore dalla parte di superficie del serbatoio relativa al nodo i-esimo nell'ambiente circostante a temperatura T'_a.
Il termine $\beta_i \dot{m}_L c_p (T_i - T_L)$ rappresenta l'energia sottratta al serbatoio e inviata al carico termico.
I due termini $\delta_i \gamma_i c_f (T_{i-1} - T_i)$ e $(1 - \delta_i)\gamma_i c_f (T_i - T_{i+1})$ rappresentano i flussi di calore tra nodi contigui (in ingresso o in uscita).
Il sistema di equazioni differenziali relative a tutti i nodi fornisce l'andamento della temperatura del serbatoio in funzione del tempo.
Si effettuano le seguenti sostituzioni:

$$\gamma = \frac{cp_s}{3600} \left[\dot{m}_c (S1) - \dot{m}_L (S2) \right] \tag{5.5.4}$$

dove:

$$S1 = \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j \ ,$$

$$S2 = \sum_{j=i+1}^{N} \beta_j$$

Inoltre, per chiarezza si introducono le condizioni su α_i ($=F_i^C$) e β_i ($=F_i^L$) secondo le notazioni di Duffie e Beckman (2006):

$$F_i^C = \begin{cases} 1 \ldots se \ldots i = 1 \ldots e \ldots T_c > T_{S,i} \\ 1 \ldots se \ldots T_{S,i-1} \geq T_c > T_{S,i} \\ 0 \ldots se \ldots i = 0 \ldots oppure \ldots i = N+1 \\ 0 \ldots altrimenti \end{cases} \tag{5.5.5a}$$

$$F_i^L = \begin{cases} 1 \ldots se \ldots i = N \ldots e \ldots T_L < T_{S,N} \\ 1 \ldots se \ldots T_{S,i-1} \geq T_L > T_{S,i} \\ 0 \ldots se \ldots i = 0 \ldots oppure \ldots i = N+1 \\ 0 \ldots altrimenti \end{cases} \tag{5.5.5b}$$

Pertanto l'equazione di bilancio per il nodo i-esimo diventa:

$$\begin{aligned} \frac{dT_i}{dt} &= \frac{1}{m_i c_p}\left(Fc_i \cdot \dot{m}_c c_p / 3600 \cdot (T_C - T_i) - Fl_i \dot{m}_L c_p / 3600 \cdot (T_i - T_L)\right) + \\ &+ \frac{1}{m_i c_p}\left(\delta_i \gamma_i c_p (T_{i-1} - T_i) + (1-\delta_i)\gamma_i c_p (T_i - T_{i+1}) - UA_i (T_i - T'_a)\right) \end{aligned} \tag{5.5.6}$$

<u>RISULTATI</u>

In Figura 5-18, Figura 5-19, Figura 5-20 sono rappresentati gli andamenti della temperatura all'interno del serbatoio per test N.1, N.2, N.3 (corrispondenti ai tre diversi profili di carico, con portata di 24 kg/h).
I grafici mostrano un andamento qualitativamente coerente con i dati in bibliografia.
Il grafico in Figura 5-19 (profilo di carico N.2) mostra un profilo ascendente fino ad un picco (in corrispondenza della dodicesima ora) dopo il quale le temperature hanno un brusco abbassamento dovuto al repentino incremento del carico termico.
In tutti i casi si assiste ad una progressiva riduzione nella stratificazione del serbatoio, con particolare rilievo nel primo caso (profilo L1).
I grafici relativi ai test 1 e 3 mostrano un andamento simile, dovuto alle caratteristiche di similitudine dei due profili di carico.
In Figura 5-21, Figura 5-22, Figura 5-23 sono rappresentati i test effettuati con portata di 72 kg/h ed i tre profili di carico.

Come previsto, l'aumento del valore di portata produce una sensibile riduzione nella stratificazione del serbatoio.

Tabella 5-8. Dati di input

ORA	L 1 (kg/h)	L 2 (kg/h)	L 3 (kg/h)	T_C (°C)
start				
7	7	0	10	40
8	17	0	25	40
9	17	0	25	45
10	30	0	45	45
11	16	0	25	50
12	7	0	10	55
13	3	0	5	60
14	0	0	0	60
15	0	0	0	55
16	10	0	15	50
17	17	0	25	50
18	30	0	45	45
19	16	40	25	45
20	20	40	30	45
21	7	40	10	40
22	3	40	5	40
23	0	40	0	40
Vol tot	200	200	200	30

Tabella 5-9. Dati di input dei test

TEST N.	m_c (kg/h)	Profilo di carico
1	24	L 1
2	24	L 2
3	24	L 3
4	72	L 1
5	72	L 2
6	72	L 3

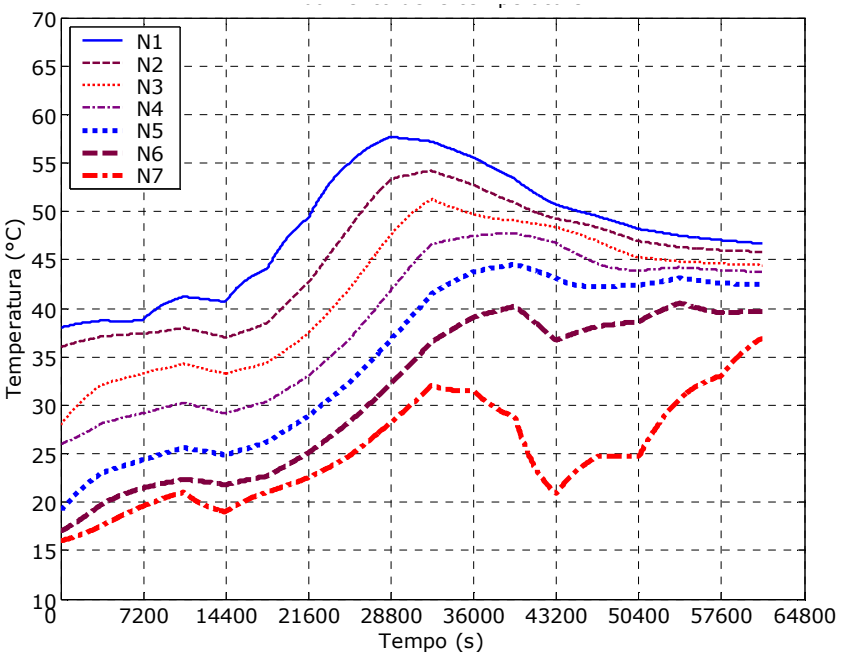

Figura 5-18. Andamento della Temperatura, Test 1

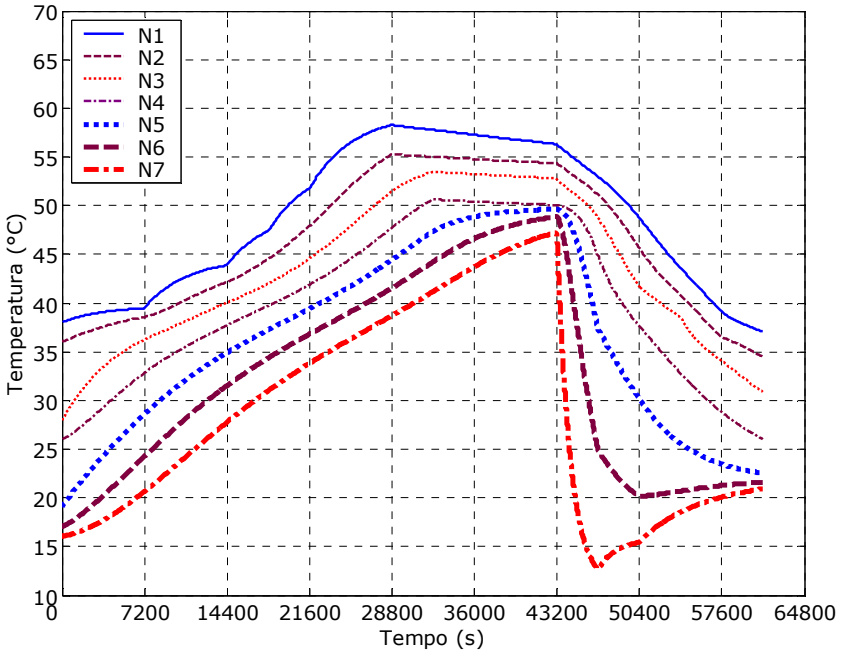

Figura 5-19. Andamento della Temperatura, Test 2

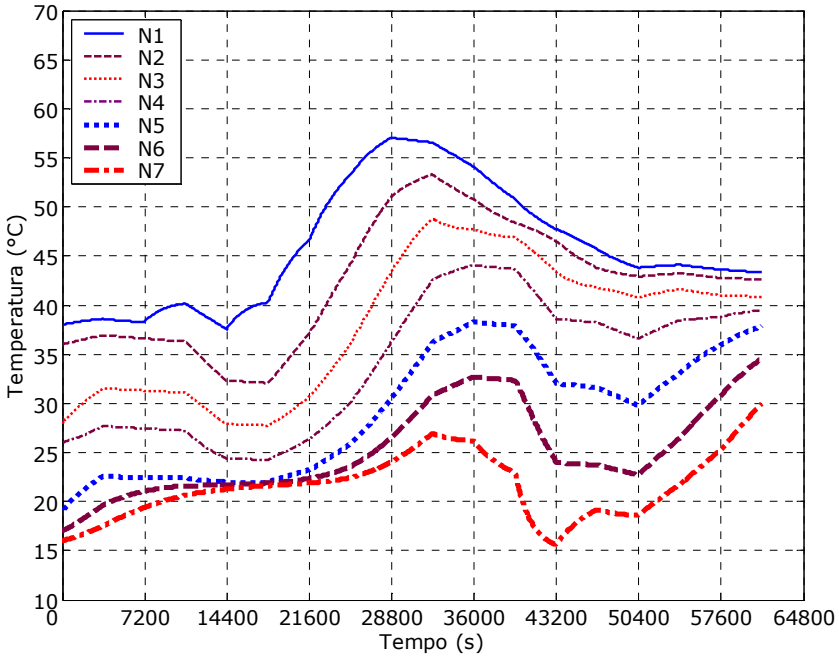

Figura 5-20. Andamento della Temperatura, Test 3

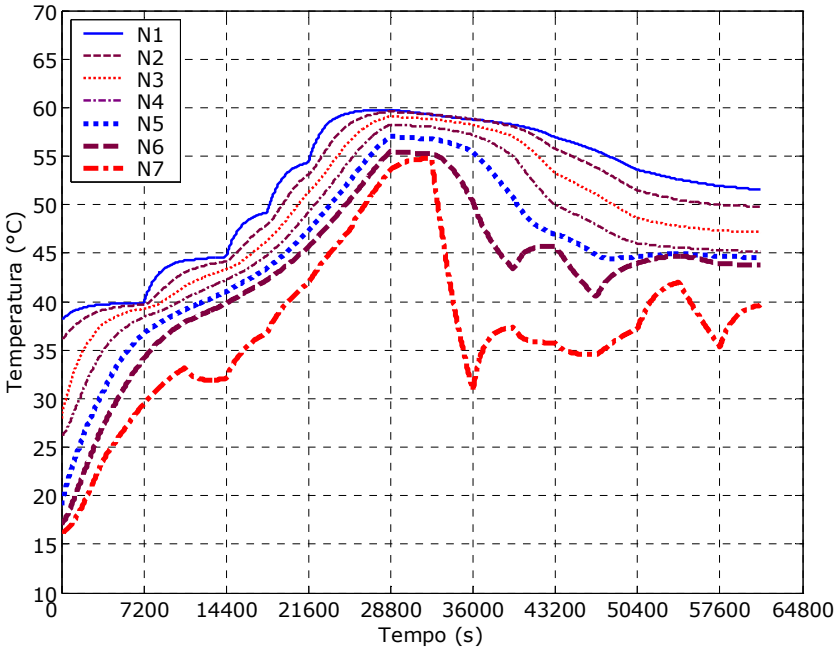

Figura 5-21. Andamento della Temperatura, Test 4

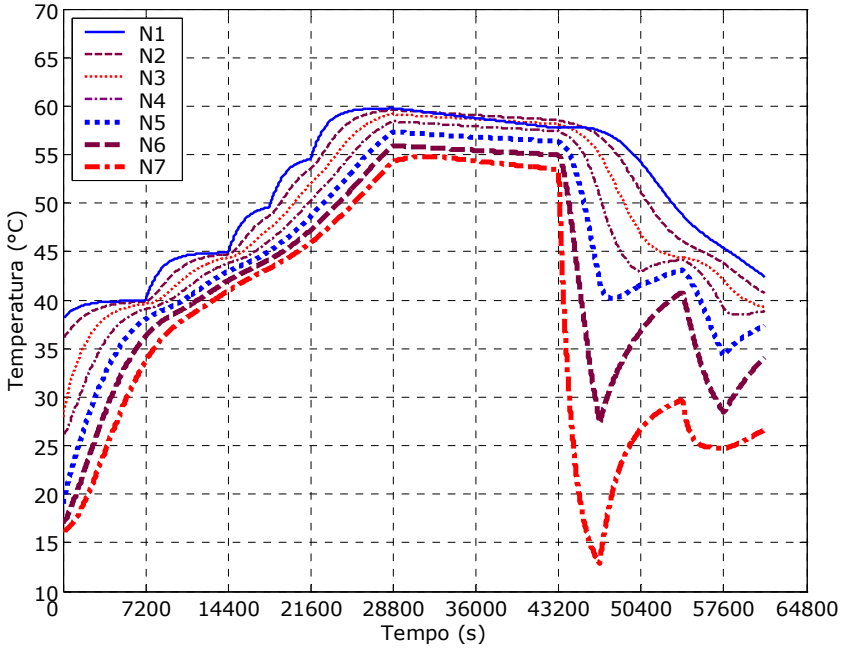

Figura 5-22. Andamento della Temperatura, Test 5

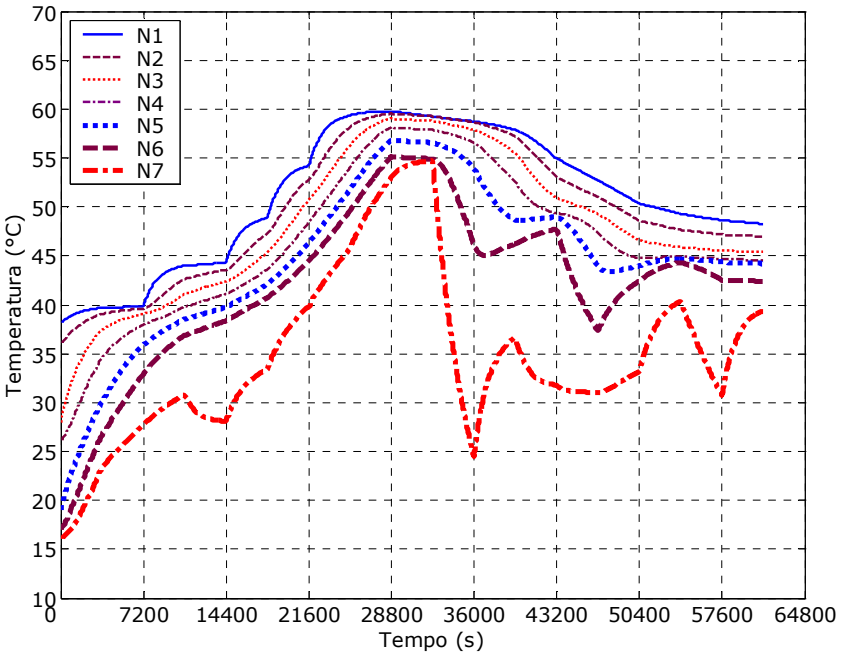

Figura 5-23. Andamento della Temperatura, Test 6

5.5.1. Confronto con il modello a mescolamento perfetto

Per valutare la differenza di previsione nella temperature del serbatoio si effettuano simulazioni analoghe a quelle effettuate con il sistema multinode mediante il modello a mescolamento perfetto precedentemente sviluppato.
Vengono inseriti i dati relativi alle simulazioni N. 2 e N. 5 (profilo di carico 2, portate 24 kg/h e 72 kg/h).
Viene scelto un valore di temperatura $T_S(0)$ del serbatoio tale da garantire lo stesso valore iniziale di energia del modello stratificato.

<u>DATI</u>

Intervallo di tempo considerato: 18h
$T_a' = 20$ °C
$M_S = 180$ kg acqua
D = 0.5 m
H = 0.9 m
U = 1.05 W/(m^2 °C)
A = 1.80
$c_p = 4190$ J/(kg K)
$T_L = 15$ °C
port_m_c = 72 kg/h
Ts(0) = 25.7 °C

In Tabella 5-8 sono riportati i valori orari di L (secondo i diversi profili di carico) e di T_c.
In Tabella 5-9 sono riportati i dati relativi ai test eseguiti sul modello.

RISULTATI

Nei grafici in Figura 5-24 e Figura 5-25 è mostrato il confronto tra l'andamenti dei singoli nodi del sistema multistrato e l'andamento globale della temperatura nel sistema senza stratificazione.
Dal confronto tra i test eseguiti con modello stratificato e quelli eseguiti con modello a mescolamento perfetto appare chiaramente l'influenza della stratificazione nell'innalzamento dei valori di picco.
Al termine del periodo di simulazione il valore della temperatura del modello non stratificato si avvicina al valore medio della temperatura nel modello multinode.

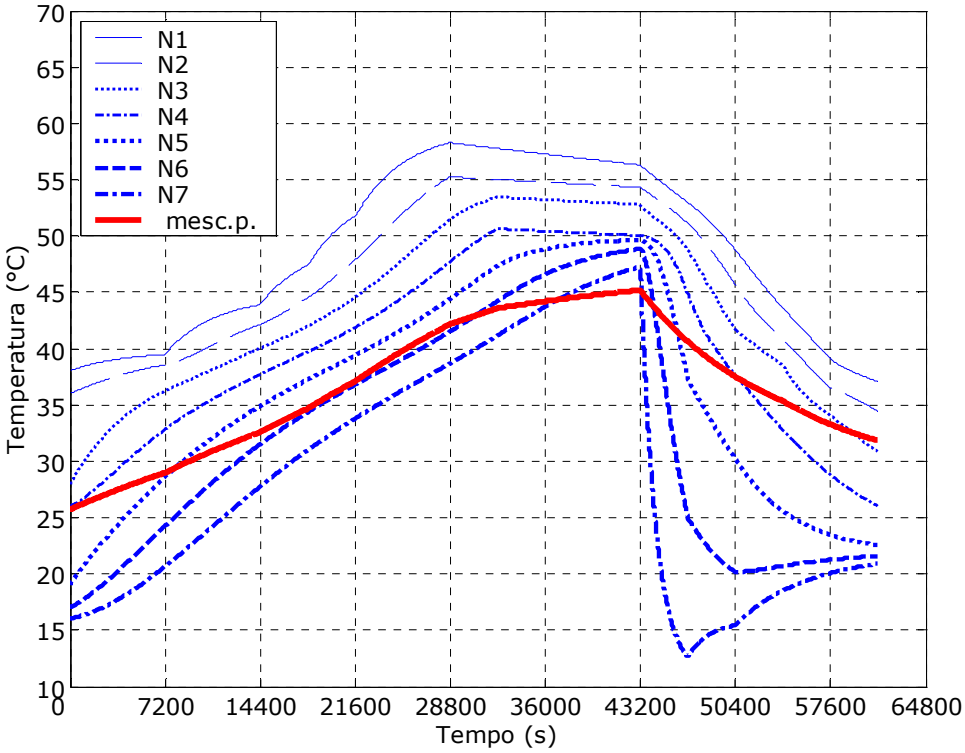

Figura 5-24. Andamento della Temperatura, Test 2 confonto

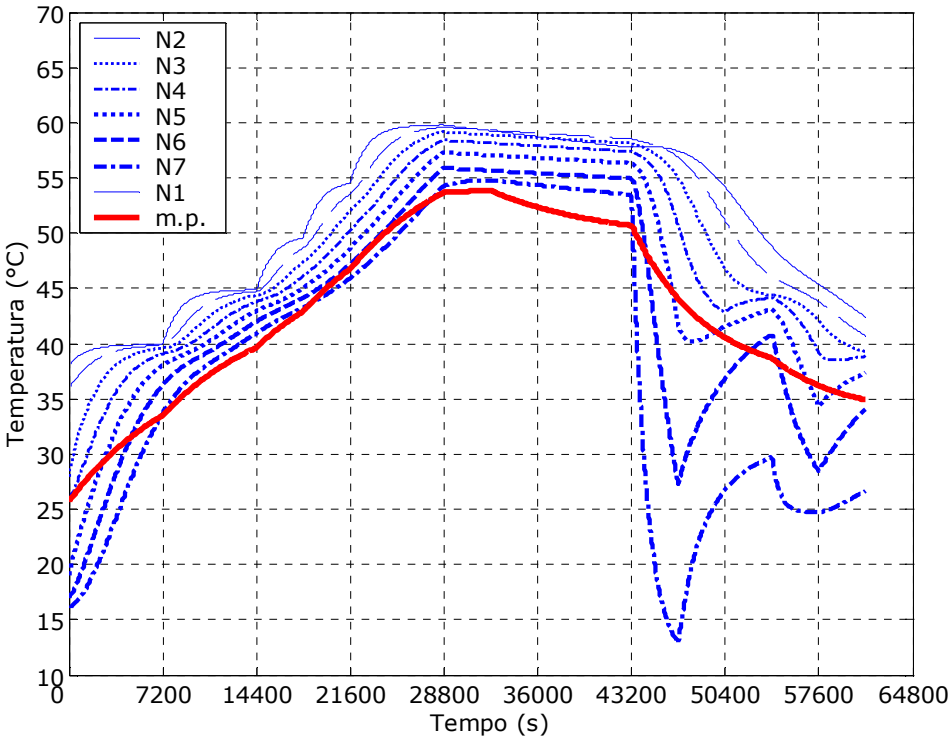

Figura 5-25. Andamento della Temperatura, Test 5 confronto

Capitolo 6. Conclusioni e Possibili Sviluppi

6.1. Conclusioni

Lo scopo che ci si è posti con questo lavoro è stato quello di approfondire lo studio del problema dell'accumulo negli impianti solari domestici a bassa temperatura.
Effettuata una valutazione dello stato dell'arte sul problema dell'accumulo, dei modelli di simulazione disponibili e delle loro peculiarità, si è deciso di realizzare due modelli di simulazione, a scopo di confronto, secondo le due ipotesi opposte di mescolamento perfetto e di perfetta stratificazione del fluido all'interno del serbatoio.
I due modelli, sviluppati in Matlab, utilizzano il metodo di Runge Kutta del quarto e quinto ordine (Ode45) per la soluzione delle equazioni di bilancio del sistema.
L'intervallo di integrazione è stato scelto orario (sulla base dei dati standard in input), ma può facilmente essere modificato (è prevista l'opzione di ulteriori suddivisioni), mentre il passo di integrazione, forzato dall'esterno per comodità di gestione dei risultati, può essere scelto in minuti o secondi.
Il modello stratificato, realizzato secondo l'approccio "multinode", nella forma descritta da Duffie e Beckman (2006) e da Kleinbach (1990), prevede la possibilità di inserire un numero variabile di nodi >=1 (quest'ultimo caso si riconduce al mescolamento perfetto). Sono tenuti in conto le perdite nell'ambiente ed i flussi tra nodi, mentre è trascurato il contributo della conduzione nelle pareti.

Entrambi i modelli consentono notevole flessibilità nella configurazione del sistema (presenza di scambiatori, fonti ausiliarie, ecc.), e nell'inserimento dei dati in input (numero e posizione degli ingressi, profili di carico di varia natura), consentendo inoltre di far variare il calore in ingresso al serbatoio ed il calore in uscita al carico secondo diverse modalità, in funzione dei dati disponibili (valori costanti nell'intervallo, variabili linearmente, variabili secondo profili on off).
I modelli, secondo diverse configurazioni, sono stati validati mediante confronto con risultati noti in letteratura, ottenuti con tecniche numeriche diverse (soluzione analitica, metodo di Eulero, di Crank-Nicolson, di Heun). I risultati ottenuti hanno evidenziato in alcuni casi un grado di precisione maggiore rispetto a quello di altri modelli presenti in letteratura.
I due modelli realizzati presentano le caratteristiche di flessibilità e semplicità attese. Si adattano alla simulazione di sistemi con caratteristiche e configurazioni anche molto diverse, e, grazie ai ridotti costi computazionali, consentono di eseguire facilmente simulazioni di lungo periodo per fini di predimensionamento e/o per studi di fattibilità di impianti.
L'accumulo termico costituisce un elemento essenziale per il miglioramento dell'efficienza energetica di molte tipologie di impianti e per la diffusione su larga scala degli impianti solari.
Nonostante il solare termico costituisca una tecnologia considerata matura, si evidenzia una notevole discrepanza tra il livello di dettaglio ottenibile nella modellazione dei collettori e quello dell'accumulo termico:
se per i collettori (piani, a tubi evacuati, a concentrazione), il gran numero studi e contributi di ricerca ha consentito di stabilire con chiarezza le modalità di funzionamento ed i criteri di progettazione, non altrettanto è avvenuto nel caso dell'accumulo termico, per il quale la conoscenza dei parametri di base, dei principi e dei criteri per il dimensionamento resta ancora frammentaria.
Seppure in letteratura siano riportati un certo numero di modelli, anche complessi, in grado di simulare con precisione il comportamento dei serbatoi di accumulo in condizioni particolari (geometriche e/o

dinamiche), si rivelano inadatti nell'applicazione a scopo progettuale. Soprattutto nel caso di simulazioni sul lungo periodo, infatti, è consigliabile disporre di modelli di calcolo semplificati, sia per necessità computazionali (la simulazione su molti mesi diventa talvolta molto onerosa per i modelli complessi bi e tridimensionali), sia perché il dettaglio e la precisione dei dati di input solitamente disponibili (dati medi mensili, dati orari giornalieri nella maggior parte dei casi) non sono tali da garantire l'attendibilità dei risultati di una simulazione eccessivamente minuziosa.

I modelli a mescolamento perfetto presentano il vantaggio dell'estrema semplicità di gestione (introduzione di dati, di parametri, lettura dei risultati) e di calcolo, ma si rivelano poco adatti ad applicazioni pratiche, poiché portano ad una sottostima spesso rilevante (fino al 20%) delle prestazioni dell'accumulo e degli altri componenti dell'impianto che sono influenzati dal valore della Temperatura in ingresso ed in uscita dal serbatoio.

I modelli multinode risultano più efficaci nelle previsioni della Temperatura e dei rendimenti sia del serbatoio, che degli elementi ad esso collegati, tuttavia forniscono risultati attendibili per alcune geometrie e condizioni di esercizio (elevato rapporto altezza-diametro, distanza tra i flussi in ingresso ed uscita, bassi valori di portata, ecc), a seconda delle ipotesi ed assunzioni fatte per la modellazione.

Inoltre, nonostante alcuni studi sull'argomento, l'influenza di alcuni fattori come il numero di nodi, la velocità dei flussi, la geometria degli ingressi non è ancora sufficientemente chiara e tale da consentire l'individuazione di criteri progettuali efficaci ed universalmente riconosciuti.

Molto lavoro resta dunque da fare in questa direzione, per fornire indicazioni e strumenti adatti alla progettazione ed alla diffusione di impianti dotati di accumulo termico, specialmente nell'ottica di previsioni nel lungo periodo (accumuli stagionali).

6.2. Possibili Sviluppi

Sono in corso di valutazione eventuali modifiche al modello e perfezionamenti della metodologia.
I possibili miglioramenti riguardano da un lato il perfezionamento del programma da un punto di vista tecnologico, con modifiche all'interfaccia utente per consentire l'inserimento di dati climatici e parametri da banche dati, dall'altro il raffinamento del modello matematico, con l'introduzione di valutazioni energetiche sulla base dei valori della temperatura ed eventuali modifiche alle equazioni di bilancio, con parametri e variabili aggiuntive.
Tra le modifiche al modello matematico, le più interessanti riguardano l'inserimento di uno scambiatore interno al serbatoio, e la valutazione degli effetti della conduzione nelle pareti, già prevista in altri modelli *(Newton, 1995)*.
Ulteriori ambiti di approfondimento possono riguardare la valutazione dell'influenza di alcuni parametri di modellazione (come il numero di nodi) sulle previsioni nel breve e nel lungo periodo.
In prospettiva, data l'importanza dello sviluppo di tecnologie efficienti ed economicamente attuabili per l'accumulo stagionale, sarebbe interessante valutare l'estensione di un semplice modello stratificato, eventualmente con l'introduzione di alcuni parametri sperimentali, al caso di accumuli stagionali parzialmente o totalmente interrati (buried tank), in modo da fornire uno strumento agevole per la realizzazione di simulazioni sul lungo periodo a scopo progettuale e di predimensionamento.

Note

[1] Impianto termoelettrico a concentrazione, con potenza di 5MW, che utilizza un accumulatore termico di 600MWh a base di nitrati di sodio e potassio, che consente di erogare una potenza costante nelle 24h, indipendentemente dalla fonte solare.

[2] Solarthermie – 2000 è un programma governativo tedesco a lungo termine, lanciato nel 1993 per fornire supporto allo sviluppo di tecnologie ed impianti per l'accumulo termico stagionale.
Il programma prevede una fase di studio su una serie di impianti esistenti (realizzati nel periodo 1978-1983 all'interno di un precedente programma federale), una fase di progettazione e di realizzazione di impianti termici solari su vasta scala (District Heating), con eventuale integrazione di altre fonti energetiche alternative (biomasse, ecc), una fase di monitoraggio per valutare il comportamento nel lungo periodo e la realizzabilità di grandi impianti termici solari *(Lottner et al., 2000)*.

[3] L* = altezza della regione di mescolamento;
L = altezza del serbatoio.

[4] $Ri = \frac{g\beta\Delta TL}{|\bar{v}|^2}$

dove:
g = accelerazione di gravità;
β = coeff. di espansione termica dell'acqua;
ΔT = differenza di temperatura tra fluido in ingresso e serbatoio;
$|\vec{v}|$ = velocità del fluido in ingresso.

[5] L'equazione di bilancio per il nodo i-esimo espressa in forma adimensionale risulta:

$$\frac{dT_i}{d\vartheta} = NT^*_{in}(T_i - T) - NT^*_i$$

con soluzione analitica:

$$T^*_N = e^{-N\vartheta}\sum_{i=0}^{N-1}\frac{(N\vartheta)^i}{i!}$$

dove:
T_c è la temperatura in ingresso, T quella in uscita,
T^*_{in} = 0 per i=1, essendo $T^*_{in}=T_c$

$$T^* = \frac{T - T_c}{T_0 - T_c}$$

[6] L'equazione del modello (espressa qui in forma adimensionale) descrive la funzione T(t,x) in un fluido in cui ha luogo convezione a velocità costante u:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - HT$$

dove:

$$H = \frac{hld^2}{Ak}$$

dove:
h=coefficiente di trasferimento di calore
l,d,A = rispettivamente perimetro, diametro e area della sezione trasversale del serbatoio.
Imponendo le condizioni al contorno:
T(0,x) = 0;
T(t,0) = 1;
e che la temperatura resti confinata per $x \to \infty$, si ha la seguente soluzione mediante trasformata di Laplace:

$$T(t,x) = e^{ux/2}\left[e^{-(px/2)}\mathrm{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{t}} - \frac{p\sqrt{t}}{2}\right) + e^{px/2}\mathrm{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{t}} + \frac{p\sqrt{t}}{2}\right)\right]$$

con $p = \sqrt{(u^2 + 4H)}$
Utilizzando invece come condizioni al contorno un flusso di calore costante sulla superficie:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = u(T - 1) - H_1 T$$

dove:

$$H_1 = \frac{hd}{k}$$

si ha la seguente soluzione:

$$T(t,x) = \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{t}} - \frac{u\sqrt{t}}{2}\right) - e^{ux}\operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{t}} + \frac{u\sqrt{t}}{2}\right) - \frac{u^2}{2}e^{ux}\int_0^1 \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{t}} + \frac{u\sqrt{t}}{2}\right)dt$$

con H_1=0 e H=0
$u = \mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}$

[7] La densità è considerata costante, eccetto nel termine relativo all'azione delle forze esterne (gravità) nell'equazione della quantità di moto.

[8] Duffie A., Beckman W., Solar Engineering of thermal processes, 2006, p. 381.

[9] $y_{n+1} = y_n + \frac{h}{2}\left(f(t_n, y_n) + f(t_{n+1}, y_n + hf(t_n, y_n))\right)$

[10] Duffie A., Beckman W., Solar Engineering of thermal processes, 2006, p. 446.

[11] Kleinbach E.M., Beckman W.A., Klein S.A., Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks, Solar Energy, 1993, Vol 50, No 2, pp. 155-166.

Bibliografia

AAVV: Energia in Italia: problemi e prospettive, SIF (2008).

Abdoly M.A., Rapp D.: Theoretical and experimental study of stratified thermocline storage of hot water. **Energy conversion mgmt**, 22, 275-285, (1982).

Abu-Hamed Tareq, Karni Jacob, Epstein Michael: The use of boron for thermochemical storage and distribution of solar energy. **Solar Energy**, 81, 93-101 (2007).

Al Najem N.M., El Refaee M.M.: A numerical study for the prediction of turbulent mixing factor in thermal storage tanks. **Applied thermal Engineering**, Vol. 17, No 12, 1173-1181 (1997).

Al Najem N.M.: Degradation of a stratified thermocline in a solar storage tank. **International journal of energy research**, Vol 17 (3), 183-191 (1993).

Andersen E., Furbo S., Fan J.: Multilayer fabric stratification pipes for solar tanks. **Solar Energy**, Vol. 81, 1219-1226 (2007).

Baghernejad A., Yaghoubi M.: Exergy analysis of an integrated solar combined cycle system. **Renewable Energy**, Vol 35, 2157-2164 (2010).

Bajnoczy G., Gagyi Palffy E., Prepostffy E.: Heat Storage by two-grade phase change material. **Periodica Polytechnica**, Vol 43, No 2, 137-147 (1999).

Bouhdjar A., Harhad A.: Numerical analysis of transient mixed convection flow in storage tank: influence of fluid properties and aspect ratios on stratification. **Renewable Energy**, Vol. 25, 555-567 (2002).

Breger D.S., Hubbell J.E., Hasnaoui H.E., Sunderland J.E.: Thermal energy storage in the ground: comparative analysis of heat transfer modeling using U-tubes and boreholes. **Solar Energy**, Vol. 56, 493-503 (1996).

Cabelli A.: Storage tanks: a numerical experiment. **Solar Energy**, Vol. 19, 45-54 (1977).

Carotenuto A., Ruocco G., Reale F.: Thermal Storage in Aquifers and Energy Recovery for Space Heating and Cooling. **Heat Recovery systems & CHP**, Vol. 10 (5/6), 555-565 (1990).

Castell A., Solè C., Medrano M., Cabeza L.: Dimensionless Parameters Used to Characterize Stratification in Water Tanks for discharging at low flow rates. **Renewable Energy**, Vol. 35, 2192-2199 (2010).

Castell A., Solè C., Medrano M., Cabeza L.: Dimensionless Parameters Used to Characterize Water Tank Stratification. **Proceeding of the Eurosun 2006 conference** – Glasgow (2006).

Castell A., Medrano M., Solè C., Cabeza L.: Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates. **Renewable Energy**, Vol. 35 (10), 2192-2199 (2010).

Castellòn C., Medrano M., Roca J., Nogués M.: Use of Microencapsulated Phase Change Materials in Building Applications. **ASHRAE** (2007).

Çengel Yunus A.: Termodinamica e trasmissione del calore. McGraw-Hill (1997).

Chouard P.: Solar heating system design: the part of simulation models. **Energy and buildings**, 3, 197-212 (1981).

Chung J.D., Cho S.H., Choon S.T., Yoo H.: The Effect of Diffuser Configuration on Thermal Stratification in a Rectangular Storage Tank. **Renewable Energy**, Vol. 33 (10), 2236-2245 (2008).

Close D.J.: A design approach for solar processes. **Solar Energy**, 11, 112-122 (1967).

Cocchi A.: Elementi di Fisica Tecnica ambientale (2007).

Cocchi A.: Elementi di Termofisica generale e applicata (1998).

Cole R.L., Bellinger F.O.: Thermally stratified tanks. **ASHRAE Transactions** 88, part 2(1), 1005-1017 (1982).

Cömakli O., Bayramoglu M., Kaygusuz K.: A thermodynamic model of a solar assisted heat pump system with energy storage. **Solar Energy**, Vol. 56, No 6, 485-492 (1996).

Cruickshank C., Harrison S.: Analysis of a modular thermal storage for solar heating systems. **Canadian Solar building conference**, Montreal (2004).

Cruickshank C., Harrison .: Experimental evaluation of a multi-tank thermal storage under variable charge conditions. (2006).

Dahl S.D., Davidson J.H.: Performance and modeling of thermosyphon heat exchangers for solar heaters. **Journal of Solar Energy Engineering**, Vol. 119, 193-199 (1997).

Di Marco P.: Appunti ed esercizi di Fisica Tecnica e Macchine Termiche, II edizione (2006).

Dincer I, Dost S., Li X.: Performance analyses of sensible heat storage systems for thermal applications. **International Journal of Energy Research**, Vol. 21(10), 1157-1171 (1997).

Dincer I, Rosen M.A.: Energetic, environmental and economic aspects of thermal energy storage systems for cooling capacity. **Applied thermal Engineering**, 21, 1105-1117 (2001).

Dincer I., Rosen M.A.: Thermal Energy storage (TES) Methods, **Thermal Energy Storage – Systems and Applications**. John Wiley and Sons, Eastbourne, Great Britain, 93-212 (2002).

Dincer I., Rosen M.A.: Thermal Energy storage and Energy Savings, **Thermal Energy Storage – Systems and Applications**. John Wiley and Sons, Eastbourne, Great Britain, 235-258 (2002).

Duffie J.A., Beckmann W.A.: Solar Engineering of thermal processes. John Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey, (3rd edition - 2006).

Ercan Ataer O.: Storage of thermal energy, in Energy storage systems, **Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS)** (2006).

Faninger G.: Combined solar-biomass district heating in Austria. **Solar Energy**, Vol. 69, No 6, 425-435 (2000).

Fanney A.H., Klein S.A., Duffie J.A.: Analysis of collector-storage building walls using phase change materials. **Solar Energy**, 47, No 3, 237-242 (1991).

Fernandez A.I., Martinez M., Segarra M.: Selection of materials with potential in sensible thermal energy storage. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, 92, 1723-1729 (2010).

Fisch M.N., Guigas M., Dalenback J.O.: A review of large scale solar heating systems in Europe. **Solar Energy**, Vol. 63, 355-366 (1998).

Fouda A.E., Despault G.J.G., Taylor J.B., Capes C.E.: Solar storage systems using salt hydrate latent heat and direct contact heat exchange. **Solar Energy**, Vol. 25, 437-444 (1980).

Fraser K.F., Hollands K.G.T., Brunger A.P.: An empirical model for natural convection heat exchangers in solar heating systems. **Solar Energy**, Vol. 55, 75-84 (1995).

Garnier C., Currie J., Muneer T.: Integrated collector storage solar water heater: temperature stratification. **Applied Energy**, 86, 1465-1469 (2009).

Georgiev A., Busso A., Roth P.: Shallow borehole heat exchanger: response test and charging-discharging test with solar collectors. **Renewable energy**, 31, 971-985 (2006).

Ghajar A.J., Zurigat Y.H.: Numerical study of the effect of inlet geometry on stratification in thermal energy storage. **Numerical Heat Transfer**, Vol. 19, 65-83 (1991).

Ghonheim A.A.: Comparison of theoretical models of phase-change and sensible heat storage for air and water-based solar heating systems. **Solar Energy**, Vol. 42, No 3, 209-220 (1989).

Ghonheim A.A., Klein S.A.: Comparison of theoretical models of phase-change and sensible heat storage for air and water-based solar heating systems. **Solar Energy**, Vol. 42, No 3, 209-220 (1989).

Gunnewiek L.H., Nguyen S., Rosen M.A.: Evaluation of the optimum discharge period for closed thermal energy storages using energy and exergy analyses. **Solar Energy**, Vol. 51, No 1, 39-43 (1993).

Guo K.L., Wu S.T.: Numerical study of flow and temperature stratification in a liquid storage tank. **Journal of Solar Energy Engineering**, Vol 107, 15-20 (1985).

Gretarsson S.P., Pedersen C.O., Strand R.K.: Development of a funamentally based stratified thermal storage tank model for energy analysis calculations. **ASHRAE Transactions 100**, 1213-1220 (1994).

Gutierrez G., Hincapie F., Duffie J.A., Beckman W.A.: Simulation of forced circulation water heaters: effects of auxiliary energy supply, load type and storage capacity. **Solar Energy**, Vol. 15, 287-298 (1974).

Hahne E.: The ITW solar heating system: an oldtimer fully in action. **Solar Energy**, Vol. 69, No 6, 469-493 (2000).

Hahne E., Chen Y.: Numerical study of flow and heat transfer characteristics in hot water stores. **Solar Energy**, Vol. 64, 9-18 (1998).

Haltiwanger J.F., Davidson J.H.: Discharge of a thermal storage tank using an immersed heat exchanger with annular baffle. **Solar Energy**, Vol. 83, 193-201 (2009).

Han Y.M., Wang R.Z., Dai Y.J.: Thermal stratification within the water tank. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 13, 1014-1026 (2009).

Han B., Yuan H., Yang D.: Utilization of natural zeolites for solar energy storage. **Fao Report "Integrated Energy Systems in China"**, paper N. 9404 (2005).

Han Y.M., Wu S.T.: Computer simulation of a solar energy system with a viscous entrainment liquid storage tank model. **Proceeding of the 3rd southeastern conference of application of solar energy**, 165-182 (1978).

Heller A.: 15 years of R&D in central solar heating in Denmark. **Solar Energy**, Vol. 69, No 6, 437-447 (2000).

Hobbi Alireza, Siddiqui Kamran: Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS. **Solar Energy**, Vol. 83, 700-714 (2009).

Hollands K.G.T., Lightstone M.: A review of low flow stratified tank solar water heating systems. **Solar Energy**, Vol. 43, No 2, 97-105 (1989).

Ibrahim H., Ilinca A., Perron J.: Energy storage systems-characteristics and comparisons. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 12, 1221-1250 (2008).

Jaluria Y., Gupta S.K.: Decay of thermal stratification in a water body for solar energy storage. **Solar Energy**, Vol. 28, No 2, 137-143 (1982).

Jordan U., Furbo S.: Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs. **Solar Energy**, Vol. 78, 291-300 (2005).

Khalifa Abdul Jabbar N., Abdul Jabbar Raid A.: Conventional versus storage domestic solar hot water systems: a comparative performance study. **Energy conversion and management**, 51, 265-270 (2010).

Kleinbach E.M., Beckman W.A., Klein S.A.: Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. **Solar Energy**, Vol. 50, No 2, 155-166 (1993).

Kleinbach E.M.: Performance study of one dimensional models for stratified thermal storage tank. **Msc thesis, university of wisconsin-madison** (1990).

Kulkarni Govind N., Kedare Shireesh B., Bandyopadhyay Santanu: Design of solar thermal systems utilizing pressurized hot water storage for industrial applications. **Solar Energy**, Vol. 82, 686-699 (2008).

Lahmidi H., Mauran S., Goetz V.: Definition, test and simulation of a thermochemical storage process adapted to solar thermal systems. **Solar Energy**, 80, 883-893 (2006).

Lavan Z., Thompson J.: Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. **Solar Energy**, Vol. 19, 519-524 (1977).

Li Z.F., Sumathy K.: Performance study of a partitioned thermally stratified storage tank in a solar powered absorption air conditioning system. **Applied thermal Engineering**, 22, 1207-1216 (2002).

Lightstone M., Raithby G.D., Hollands K.G.T.: Numerical simulation of the charging of liquid storage tanks: comparison with experiment. **ASME-Journal of Solar Energy Engineering**, Vol. 111, 225-231 (1989).

Lottner V., Schulz M.E., Hahne E.: Solar-assisted district heating plants: status of the german programme SOLARTHERMIE-(2000). **Solar Energy**, Vol. 69, No 6, 449-459 (2000).

Lund P.D., Östman M.B.: A numerical model for seasonal storage of solar heat in the ground by vertical pipes. **Solar Energy**, Vol. 34, No 4/5, 351-366 (1985).

Lund P.D.: Effect of storage thermal behavior in seasonal storage solar heating systems. **Solar Energy**, Vol. 40, No 3, 249-258 (1988).

Maerefat M., Haghighi A.P.: Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney. **Renewable energy**, 35, 2316-2324 (2010).

Magrini A., Ena D.: Tecnologie solari attive e passive. Quaderni per la progettazione - EPC Libri, Roma (2002).

Marks S.: An investigation of the thermal energy storage capacity of Glauber's salt with respect to thermal cycling. **Solar Energy**, Vol. 25, 255-258 (1980).

Mavros P., Belessiotis V., Haralambopoulos D.: Stratified energy storage vessels: characterization of performance and modeling of mixing behavior. **Solar Energy**, Vol. 52, 327-336 (1994).

Medinelli Sanino L.A., Rojas Reischel R.A.: Modeling and identification of solar energy water heating system incorporating nonlinearities. **Solar Energy**, 81, 570-580 (2007).

Melib M., Spate F.: The solar heating system with seasonal storage at the solar-campus Julich. **Solar Energy**, Vol. 69, No 6, 525-533 (2000).

Michels Horst, Pitz-Paal Robert: Cascaded latent heat storage for parabolic trough solar power plants. **Solar Energy**, 81, 829-837 (2007).

Monegato Giovanni: Fondamenti di calcolo numerico. CLUT Torino (1998).

Morrison D.J., Abdel-Khalik S.I.: Effects of phase-change energy storage on the performance of air-based and liquid-based solar heating systems. **Solar Energy**, Vol. 20, 57-67 (1978).

Newton B.J.: Modelling of solar storage tanks. **Msc thesis, university of wisconsin-madison** (1995).

Nizami D.J., Lightstone M., Harrison S.J., Cruickshank C.A.: Simulation of the interation of a solar domestic hot water tank system with a compact plate heat exchanger. **Proceeding of the joint conference of**

the canadian solar building research network and solar energy society of Canada SESCI - Fredericton (2008).

Nordell Bo, Hellstrom Goran: High temperature solar heated seasonal storage system for low temperature heating of buildings. **Solar Energy**, Vol. 69, No 6, 511-523 (2000).

Novo Amaya V., Bayon Joseba R., Castro-Fresno Daniel, Rodriguez-Hernandez J.: Review of seasonal heat storage in large basins: water tanks and gravel-water pits. **Applied Energy**, 87, 390-397 (2010).

Oliveti G., Arcuri N.: Prototype experimental plant for the interseasonal storage of solar energy for the winter heating of buildings: description of plant and itsfunctions. **Solar Energy**, Vol. 54, No 2, 85-97 (1995).

Oppel F.J., Ghajar A.J., Moretti P.M.: Computer simulation of stratified heat storage. **Applied Energy**, 23, 205-224 (1986).

Pahud D.: Central solar heating plants with seasonal duct storage and short term water storage: design guidelines obtained by dinamic system simulations. **Solar Energy**, Vol. 69, No 6, 495-509 (2000).

Papanicolaou E., Belessiotis V.: Transient natural convection in a cylindrical enclosure at high Rayleigh numbers. **International journal of heat and mass transfer**, Vol. 45, 1425-1444 (2002).

Pfeil Markus, Koch Holger: High performance-low cost seasonal gravel/water storage pit. **Solar Energy**, Vol. 69, No 6, 461-467 (2000).

Phillips W.F., Dave R.N.: Effects of stratification on the performance of liquid-based solar heating systems. **Solar Energy**, Vol. 29, No 2, 111-120 (1982).

Prapas D.E., Tsiamouris S.G., Giannaros V.D., Sotiropoulos B.A.: Storage tanks interconnection and operation modes in large DHW solar systems. **Solar Energy**, Vol. 51, No 2, 83-91 (1993).

Prashant Verma, Varun, Singal S.K.: Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 12, 999-1031 (2008).

Prengle William H., Hunt John C., Mauk Charles E.: Solar energy with chemical storage for cogeneration of electric power and heat. **Solar Energy**, Vol. 24, 373-384 (1980).

Regin A. Felix, Solanki S.C., Saini J.S.: Latent heat thermal energy storage using cylindrical capsule: numerical and experimental investigations. **Renewable energy**, 31, 2025-2041 (2006).

Regin A. Felix, Solanki S.C., Saini J.S.: Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 12, 2438-2458 (2008).

Reuss M., Beck M., Muller J.P.: Design of a seasonal thermal energy storage in the ground. **Solar Energy**, Vol. 59, 247-257 (1997).

Rosen Marc A.: The exergy of stratified thermal energy storages. **Solar Energy**, Vol. 71, No 3, 173-185 (2001).

Rosen Marc A.: Evaluation of the heat loss from partially buried, bermed heat storage tanks. **International Journal of Energy Research**, Vol. 9 (3), 147-162 (1990).

Rosko Joseph S.: Digital simulation of physical systems. Addison-Wesle Reading, Massachussets (1972).

Schmidt T., Mangold D., Müller-Steinhagen H.: Central solar heating plants with seasonal storage in Germany. **Solar Energy**, Vol. 76, 165-174 (2004).

Schoenung Susan M., Hassenzahl William V.: Long vs. short-term energy storage technologies Analysis. **Sandia Report**, Sand 2003-2783 (2003).

Sha W.T., Lin E.I.H.: Three dimensional mathematical model of flow Stratification in thermocline storage tanks. **Application of Solar Energy**, 185-202 (1978).

Shah L.J., Andersen E., Furbo S.: Theoretical and experimental investigations of Inlet Stratifiers for solar storage tanks. **Applied thermal engineering**, Vol. 25, 2086-2099 (2005).

Sharp M.K.: Thermal stratification in liquid sensible heat storage. **M.S. Thesis**, Colorado State University (1978).

Sharp M.K., Loehrke R.I.: Stratified thermal storage in residential solar energy applications. **Journal of energy**, 3 (2), 106-113 (1979).

Shelton J.: Underground storage of heat in solar heating systems. **Solar Energy**, Vol. 17, 137-143 (1975).

Sherman C., Wood B.D., Mason J.: Effect of Vertical Wall Conductance on Temperature Relaxation in Thermally Stratified Liquid Thermal Storage Tanks. **Sun II, Proceedings of the International Solar Energy Society Silver Jubilee Congress**, Atlanta, 591-595 (1979).

Shin M.S., Kim H.S., Jang D.S., Lee S.N.: Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system. **Applied thermal Engineering**, 24, 17-27 (2004).

Shukla A., Buddhi D., Sawhney R.L.: Solar water heaters with phase change material thermal energy storage medium: a review. **Renewable and sustainable energy reviews**, 13, 2119-2125 (2009).

Shyu R.J., Lin J.Y., Fan L.J.: Thermal analysis of stratified tanks. **ASME-Solar Energy Engineering**, Vol. 111, 55-61 (1989).

Sliwinski B.J., Mech A.R., Shih R.S.: Stratification in thermal storage during charging. **6th international heat transfer conference**, Toronto, Vol. 4, 149-154 (1978).

Spall R.: A numerical study of transient mixed convection in cylindrical thermal storage tanks. **International journal of heat and mass transfer**, Vol. 41, No 13, 2003-2011 (1998).

Talmatsky Ella, Kribus Abraham: PCM storage for solar DHW: an unfulfilled promise? **Solar Energy**, Vol. 82, 861-869 (2008).

Tanaka Hideki, Tomita Takashi, Okumiya Masaya: Feasibility study of a district energy system with seasonal water thermal storage. **Solar Energy**, Vol. 69, No 6, 535-547 (2000).

Tmar M., Bernard C., Ducarroir M.: Local storage of solar energy by reversible reactions with sulfates. **Solar Energy**, Vol. 26, 529-536 (1981).

Tyagi V.V., Buddhi D.: PCM thermal storage in buildings: a state of art. **Renewable and sustainable energy reviews**, 11, 1146-1166 (2007).

Ucar A., Inalli M.: Thermal and economic comparisons of solar heating systems with seasonal storage used in building heating. **Renewable energy**, 33, 2532-2539 (2008).

Ucar A., Inalli M.: Thermal and economic analysis of a central solar heating system with underground seasonal storage in Turkey, **Renewable energy**, 30, 1005-1019 (2005).

Weber R., Dorer V.: Long term heat storage with NaOH. **Vacuum**, 82, 708-716 (2008).

Wildin M.W., Truman C.R.: Evaluation of stratified chilled water storage technique. **EPRI report**, EPRI EM 4352 Dec (1985).

Wildin M.W., Truman C.R.: Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks. **ASHRAE Transactions 95 part 1,** 1086-1095 (1989).

Wood R.J., Al-Muslahi S.M., O'Callaghan P.W., Probert S.D.: Thermally stratified hot water storage systems. **Applied Energy**, 9, 231-242 (1981).

Wu S.T., Han Y.M.: A liquid solar energy storage tank model. **ASME Modelling, Simulation, Testing and measurement for solar energy systems**, 53-60 (1978).

Wyman C., Castle J., Kreith F.: A review of collector and energy storage technology for intermediate temperature applications. **Solar Energy**, Vol. 24, 517-540 (1980).

Yanadori M., Masuda T.: Heat transfer study on a heat storage container with a phase change material (part 2. Heat transfer in the melting process in a cylindrical heat storage container). **Solar Energy**, Vol. 42, No 1, 27-34 (1989).

Yoo H., Kim C.-J., kim C.-W.: Approximate analytical solutions for stratified thermal storage under variable inlet temperature. **Solar Energy**, Vol. 66, No 1, 47-56 (1999).

Yoo H., Paak E.: Analytical solutions to a one-dimensional finite domain model for stratified thermal storage tanks. **Solar Energy**, Vol. 56, No 4, 315-322 (1996).

Yoo H., Paak E.: Theoretical model of the charging process for stratified thermal storage tanks. **Solar Energy**, Vol. 51, No 6, 513-519 (1993).

Zalba B., Marìn J., Cabeza L.: Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. **Applied thermal Engineering**, 23, 251-283 (2003).

Zhao J., Chen Y., Li X.: Optimization for operating modes based on simulation of seasonal underground thermal energy storage. **Front Energy Power Eng. China**, 2 (3), 298-301 (2008).

Zurigat Y.H.: An experimental and analytical examination of stratified thermal storage. **PhD Thesis**, Oklahoma State University (1988).

Zurigat Y.H., Ghajar A.J., Moretti P.M.: Stratified thermal storage tank inlet mixing characterization. **Applied Energy**, 30, 99-111 (1988).

Zurigat Y.H., Ghajar A.J.: Heat Transfer and stratification in Sensible Heat Storage, **Thermal Energy Storage – Systems and Applications**. John Wiley and Sons, Eastbourne, Great Britain, 259-301 (2002).

Zurigat Y.H., Liche P.R., Ghajar A.J.: Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage. **International journal of heat and mass transfer**, Vol. 34 No 1, 115-125 (1991).

Zurigat Y.H., Maloney K.J., Ghajar A.J.: A comparison study of one dimensional models for stratified thermal storage tanks. **ASME-Journal of Solar Energy Engineering**, Vol. 111, 204-210 (1989).

Appendice A

Codice del Modello a Mescolamento Perfetto

```
%MODELLO A MESCOLAMENTO PERFETTO
clear;

%VARIANTE 1 (MODELLO A): Q_coll cost o var (linearmente) e
L_load cost
%VARIANTE 2 (MODELLO B): Q_coll var (T, portata) e L_load var
(T, portata)
%VARIANTE 3 (MODELLO C): Q_coll cost e L_load var (T, portata)
%VARIANTE 4 (MODELLO D): Q_coll cost o var (linearmente) e
L_load variabile on-off

% DEFINIZIONE DEI PARAMETRI

% PARAMETRI GENERALI (validi per tutte le varianti):
% Calore Specifico (J/(Kg K))
cp_s = 4190;

% numero di ore di calcolo
prompt = {'Inserire numero di ore:','Inserire y0:','Inserire
la massa M','Inserire la temperatura ambiente Ta1','Inserire
il prodotto UA','Inserire il valore Ud','Inserire
port_b','Inserire temperatura ausiliario Tb'};
dlg_title = 'Richiesta dati';
num_lines= 1;
def     = {'10','45','1500','20','11.1','0','0','0'};
answer  = inputdlg(prompt,dlg_title,num_lines,def);
[n_ore status] = str2num(answer{1});
% Valore iniziale della temperatura dell'accumulo (°C)
[y0 status] = str2num(answer{2});
% Massa (Kg)
[M status] = str2num(answer{3});
% Temperatura dell'ambiente in cui si trova il serbatoio di
%accumulo (°C)
[Ta1 status] = str2num(answer{4});
```

```
% Prodotto della Trasmittanza per la superficie dell'accumulo
(W/°C)
[UA status] = str2num(answer{5});
% Trasmittanza tubi (W/ (m^2°C))
[Ud status] = str2num(answer{6});
% Portata in massa dell'ausiliario (kg/s))
[port_b status] = str2num(answer{7});
% Temperatura dell'ausiliario (°C)
[Tb status] = str2num(answer{8});
% Area tubi  (m^2)
Ad = 3.277;

%PARAMETRI DI CONTROLLO
% Parametro di controllo per il passo di integrazione
% g=numero di passi di integrazione nell'intervallo orario;
%può assumere valore g=60 (minuti) o g=3600 (secondi)
str={'A - minuti', 'B - secondi'};
[s,v] = listdlg('PromptString','Unità per passo di
integrazione:','SelectionMode','single','ListString',str,
'ListSize',[500 250]);
if (s==2) g = 3600;
    else g= 60;
end;
% Parametro di controllo di Q_u costante (q_var = 0) o
%variabile
% linearmente nell'ora (q_var = 1)
%q_var = 1;
% Parametro di controllo di L_s costante (ql_var = 0) o
%variabile on off (q_var = 1)
%ql_var = 1;

% Matrice dei risultati
R=[];

% variante può assumere valori da 1 a 4
str={'Modello A: Q_coll cost o var (linearmente) e L_load
cost', 'Modello B: Q_coll var (T, portata) e L_load var (T,
portata)', 'Modello C: Q_coll cost e L_load var (T,
portata)','Modello D: Q_coll cost o var (linearmente) e L_load
variabile on-off'};
[s,v] = listdlg('PromptString','Selezionare un
modello:','SelectionMode','single','ListString',str,
'ListSize',[500 250]);
variante=s;
switch variante
    case 1
        % PARAMETRI VARIANTE 1 (MODELLO A)
        % Vettore dei valori del calore utile fornito dal
        % collettore a ogni ora (MJ)
```

```
Q_u = [0,0,0,0,0,0,0,0,21,41,60,75];
% Vettore dei valori del calore sottratto all'accumulo
% ogni ora (MJ)
L_s = [12,12,11,11,13,14,18,21,20,20,18,16];
% Vettore dei valori del lavoro positivo sul sistema
% ad ogni ora (W)
L = [0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0];
% scelta di q_coll costante o variabile linearmente
str={'Calore costante in 1 ora', 'Calore variabile
linearmente'};
[s,v] = listdlg('PromptString','Variazione del
  calore:','SelectionMode','single','ListString',str,
  'ListSize',[500 250]);
q_var=s;
% definisco il valore I_t (potenza complessiva) (MJ/s)
I_t=[];
I_t(1)=0;
I_t(2)=2*Q_u(1)/g;
for i_k = 3:n_ore
    I_t(i_k)=I_t(i_k-1)+2*(Q_u(i_k-1)-I_t(i_k-1)*g)/g;
end
% definisco il valore coeff (coeff angolare della
% retta)
coeff=[];
for i_k = 1:n_ore-1
    coeff(i_k)=(I_t(i_k+1)-I_t(i_k))/g;
end
coeff(n_ore)=coeff(n_ore-1);

if (size(Q_u)<n_ore)
    button = errordlg('La dimensione del vettore Q_u è
    errata.', 'Attenzione');
end
if (size(L_s)<n_ore)
    button = errordlg('La dimensione del vettore L_s è
    errata.', 'Attenzione');
end
if (size(L)<n_ore)
    button = errordlg('La dimensione del vettore L è
    errata.', 'Attenzione');
end

% DEFINIZIONE DELL'INTERVALLO DI INTEGRAZIONE
tspan=linspace(0,g-1,g);
for i = 1:n_ore

[t,y]=ODE45(@equa_accumulo_1,tspan,y0,[],g,q_var,coeff(i),
      I_t(i),Q_u(i),L_s(i),UA,Ud,Ad,Ta1,M,cp_s,L(i));
```

```
        % memorizzazione dei dati nella matrice R
        R=vertcat(R,[t,y]);
        [m,n]=size(R);

        % utilizziamo l'ultimo valore di y come valore
        % iniziale per l'ora successiva
        y0=R(m,n);
        RESULT (i) = y0;
    end

case 2

    % PARAMETRI VARIANTE 2 (MODELLO B)
    % Area del collettore (m^2)
    Ac = 4;
    % Fattore di rimozione del calore del collettore
    Fr = 0.8;
    % Coefficiente di perdita di calore del collettore
     (W/(m^2 °C))
    U_L = 8;
    % Trasmittanza tubi (W/ (m^2°C))
    % Ud = 0.661;
    % Portata in massa uscente dall'accumulo (Kg/s)
    port_m = 0.0028;
    % Portata in massa dall'ausiliario (Kg/s)
    % port_b = 0.0042;
    % Temperatura del fluido di ritorno al serbatoio (°C)
    Th = 15;
    % Temperatura del fluido proveniente dall'ausiliario
    % (°C)
    % Tb = 65;
    % Vettore dei valori della temperatura esterna (°C)
    Ta = [-11, -8, -2, 2, 3, 6, 7, 8, 9, 7];
    % Vettore dei valori della radiazione solare assorbita
    % per unità di area (MJ/m^2)
    S = [0,0.34,0.79,3.16,2.73,3.25,3.08,1.56,0.95,0];

    if (size(Ta)<n_ore)
        button = errordlg('La dimensione del vettore Ta è
        errata.', 'Attenzione');
    end
    if (size(S)<n_ore)
        button = errordlg('La dimensione del vettore S è
        errata.', 'Attenzione');
    end
    % DEFINIZIONE DELL'INTERVALLO DI INTEGRAZIONE
    tspan=linspace(0,g-1,g);

    for i = 1:n_ore
```

```
[t,y]=ODE45(@equa_accumulo_2,tspan,y0,[],g,Ac,Fr,S(i),Ta(i),U_
      L,UA,Ud,Ad,Ta1,Th,Tb,port_m,port_b,M,cp_s);
            % memorizzazione dei dati nella matrice R
            R=vertcat(R,[t,y]);
            [m,n]=size(R);
            % utilizziamo l'ultimo valore di y come valore
            % iniziale per
            % l'ora successiva
            y0=R(m,n);
            RESULT (i) = y0;
        end

    case 3

        % PARAMETRI VARIANTE 3
        % Calore Specifico (J/(kg K))
        % cp_s = 4180;
        % Massa (kg)
        % M = 136;
        % Prodotto della Trasmittanza per la superficie
        % dell'accumulo (W/°C)
        % UA = 0;
        % Temperatura dell'ambiente in cui si trova il
          serbatoio di accumulo (°C)
        % Ta = 20;
        % Temperatura dell'acqua in ingresso al serbatoio (°C)
        T_1 = 26.7;
        % Temperatura finale (°C)
        T_2 = 37.8;
        % portata in massa entrante/uscente (kg/s)
        port_m = 0.075;
        % Vettore dei valori del lavoro positivo sul sistema
        % ad ogni ora (W)
        L =
[5861,5861,5861,5861,5861,5861,5861,5861,5861,5861,5861,5861];

        if (size(L)<n_ore)
            button = errordlg('La dimensione del vettore L è
            errata.', 'Attenzione');
        end
        % DEFINIZIONE DELL'INTERVALLO DI INTEGRAZIONE
        tspan=linspace(0,g-1,g);
        for i = 1:n_ore

[t,y]=ODE45(@equa_accumulo_3,tspan,y0,[],g,UA,Ud,Ad,Ta1,M,
      cp_s,L(i),T_1,port_m);
            % memorizzazione dei dati nella matrice R
            R=vertcat(R,[t,y]);
```

```
            [m,n]=size(R);

            % utilizziamo l'ultimo valore di y come valore
            % iniziale per l'ora successiva
            y0=R(m,n);
            RESULT (i) = y0;
        end

    case 4

        % PARAMETRI VARIANTE 4 (MODELLO D)

        % Vettore dei valori del calore utile fornito dal
        % collettore a ogni ora (MJ)
        Q_u = [0,0,0,0,0,0,0,0,21,41,60,75];
        % Vettore dei valori del calore sottratto all'accumulo
        % ogni ora (MJ)
        L_s = [12,12,11,11,13,14,18,21,20,20,18,16];
        % Vettore dei valori del lavoro positivo sul sistema
        % ad ogni ora (W)
        L = [0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0];
        % Portata in massa uscente dall'accumulo (Kg/s)
        port_m = 0.1;
        % differenza di temperatura costante tra ingresso e
        % uscita (°C)
        deltaT = 30;
        % calcolo il valore costante di L_s (L_cost)
        L_cost = port_m*3600/g*cp_s*deltaT;
        % scelta di q_coll costante o variabile linearmente

        str={'Calore costante in 1 ora', 'Calore variabile
        linearmente'};
        [s,v] = listdlg('PromptString','Variazione del
        calore:','SelectionMode','single','ListString',str,
        'ListSize',[500 250]);
        q_var=s;
        % q_var = 1;

        % scelta di q_load costante o variabile on off
        str={'Carico costante', 'Carico variabile on-off'};
        [s,v] = listdlg('PromptString','Variazione del
        carico:','SelectionMode','single','ListString',
        str,'ListSize',[500 250]);
        ql_var=s;
        % ql_var = 1;

        % definisco il valore I_t (potenza complessiva) (MJ/s)
        I_t=[];
        I_t(1)=0;
```

```
        I_t(2)=2*Q_u(1)/g;
        for i_k = 3:n_ore
            I_t(i_k)=I_t(i_k-1)+2*(Q_u(i_k-1)-I_t(i_k-1)*g)/g;
        end
        % definisco il valore coeff (coeff angolare della
        % retta)
        coeff=[];
        for i_k = 1:n_ore-1
            coeff(i_k)=(I_t(i_k+1)-I_t(i_k))/g;
        end
        coeff(n_ore)=coeff(n_ore-1);

        if (size(Q_u)<n_ore)
            button = errordlg('La dimensione del vettore Q_u è
            errata.', 'Attenzione');
        end
        if (size(L_s)<n_ore)
            button = errordlg('La dimensione del vettore L_s è
            errata.', 'Attenzione');
        end
        if (size(L)<n_ore)
            button = errordlg('La dimensione del vettore L è
            errata.', 'Attenzione');
        end

        % DEFINIZIONE DELL'INTERVALLO DI INTEGRAZIONE
        % definisco la durata di L_cost (t_L) (s) per ogni ora
        % in base al valore di L_s
        t_L=[];
        for i = 1:1:n_ore

t_L1=round(L_s(i)*10^6/(deltaT*cp_s*port_m*3600/g));
            t_L2=g-t_L1;
            t_L=vertcat(t_L,[t_L1 t_L2]);
            % fase RA (accumulo e rilascio contemporaneo)
            tspan=linspace(0,t_L1-1,t_L1);
            % integrazione fase RA

[t,y]=ODE45(@equa_accumulo_4,tspan,y0,[],g,q_var,ql_var,
coeff(i), I_t(i),L_cost,Q_u(i),L_s(i),UA,Ud,Ad,Ta1,M,cp_s,
L(i));
            % stampo il vettore dei risultati restituiti per
            % la presente iterazione
            R=vertcat(R,[t,y]);
            [m,n]=size(R);
            y0=R(m,n);
            % fase A (accumulo senza rilascio)
            tspan=linspace(0,t_L2-1,t_L2);
            % integrazione fase A
```

```
[t,y]=ODE45(@equa_accumulo_4,tspan,y0,[],g,q_var,ql_var,
coeff(i),I_t(i),0,Q_u(i),L_s(i),UA,Ud,Ad,Ta1,M,cp_s,L(i));
            % stampo il vettore dei risultati restituiti per
            % la presente iterazione
            R=vertcat(R,[t,y]);
            [m,n]=size(R);

            y0=R(m,n);
            RESULT (i) = y0;
        end

    otherwise
    disp('Variante non valida');
end;

% creo un grafico con l'andamento della temperatura Ts del
%serbatoio in funzione del tempo.
hold on;
plot(R(:,2));
if (g==3600) xlabel('Tempo (s)');
    else xlabel('Tempo (min)');
end;
ylabel('Temperatura (°C)');
grid;
title('Andamento della temperatura');

% salvo i risultati in forma matriciale
if (g==3600) unit='Secondo';
    else unit = 'minuto';
end;
[file,path] = uiputfile('risultati.txt','Salva risultati nel
file');
write_matrix(file,R,'Modello A-B-C-D','Colonna 1: passi di
integrazione Colonna 2: temperature',unit,'Colonna');
[file,path] = uiputfile('risultatiOra.txt','Salva risultati
orari nel file');
write_matrix(file,RESULT','Modello A-B-C-D','Risultati
Orari','Ora','T (°C)');
```

Codice Funzione

```
function
dydt=equa_accumulo_1(t,y,g,q_var,coeff,I_t,Q_u,L_s,UA,Ud,Ad,Ta
1,M,cp_s,L)

if (q_var==2)
    q_coll=(coeff*t+I_t)*10^6;
else q_coll=Q_u*10^6/g;
end
q_load=L_s*10^6/g;
h=((q_coll-q_load)+((UA+Ud*Ad)*Ta1+L)*(3600/g))/(M*cp_s);
k=-((UA+Ud*Ad)*3600/g)/(M*cp_s);
dydt=k*y+h;

---------------------------------------------------------------

function
dydt=equa_accumulo_2(t,y,g,Ac,Fr,S,Ta,U_L,UA,Ud,Ad,Ta1,Th,Tb,p
ort_m,port_b,M,cp_s)

q_coll=Ac*Fr*(S*10^6/g-U_L*3600/g*(y-Ta));
if (q_coll<=0)
    q_coll=0;
end
if (y<=Tb)
    d=1;
else d=0;
end
h=(q_coll+(port_m*Th+d*port_b*Tb)*3600/g*cp_s+(UA+Ud*Ad)*3600/
g*Ta1)/(M*cp_s);
k=(-(UA+Ud*Ad)*3600/g-(port_m+d*port_b)*3600/g*cp_s)/(M*cp_s);
dydt=k*y+h;

---------------------------------------------------------------

function
dydt=equa_accumulo_3(t,y,g,UA,Ud,Ad,Ta1,M,cp_s,L,T_1,port_m)

q_coll=port_m*cp_s*T_1;
q_load=port_m*cp_s*y;

h=((q_coll-q_load)+(UA+Ud*Ad)*Ta1+L)*(3600/g)/(M*cp_s);
k=-(UA+Ud*Ad)*(3600/g)/(M*cp_s);
dydt=k*y+h;

---------------------------------------------------------------
```

```
function
dydt=equa_accumulo_4(t,y,g,q_var,ql_var,coeff,I_t,L_cost,Q_u,L
_s,UA,Ud,Ad,Ta1,M,cp_s,L)

if (q_var==2)
    q_coll=(coeff*t+I_t)*10^6;
else q_coll=Q_u*10^6/g;
end
if (ql_var==2)
    q_load=L_cost;
else q_load=L_s*10^6/g;
end

h=((q_coll-q_load)+((UA+Ud*Ad)*Ta1+L)*(3600/g))/(M*cp_s);
k=(-(UA+Ud*Ad)*3600/g)/(M*cp_s);
dydt=k*y+h;

----------------------------------------------------------------
```

Codice validazione (metodo di Heun)

```
% soluzione con metodo di Heun
clear;
% PARAMETRI
% ore di calcolo
n_ore = 12;
% Calore Specifico (J/(kg K))
cp_s = 4190;
% Massa (kg)
M = 1500;
% Temperatura dell'aria
Ta1 = 20;
% portata in massa entrante/uscente (kg/s)
port_m = 0.075;

UA=11.1;

% Valore iniziale della temperatura dell'accumulo (°C)
y0 = 45;
% Vettore dei valori del calore utile fornito dal collettore a
% ogni ora (MJ)
Q_u = [0,0,0,0,0,0,0,0,21,41,60,75];
% Vettore dei valori del calore sottratto all'accumulo ogni
%ora (MJ)
L_s = [12,12,11,11,13,14,18,21,20,20,18,16];


g=3600;
t=linspace(0,3599,3600);
R=[];

for j=1:n_ore
    h=((Q_u(j)-L_s(j))*10^6/g+UA*3600/g*Ta1)/(M*cp_s);
    k=-(UA*3600/g)/(M*cp_s);
    RT=[];
    for i=1:g
        f=k*y0+h;
        y_tilde=y0+3600/g*h*f;
        f1=k*y_tilde+h;
        y_ipiu1=y0+3600/g*(f+f1)/2;
        y0=y_ipiu1;
        RT(i)=y0;
    end
    % utilizzo l'ultimo valore di y come valore iniziale per
    % l'ora successiva
    RT=RT';
```

```
    R=vertcat(R,RT);
end

% creo un grafico con l'andamento della temperatura Ts del
%serbatoio in funzione delle ore.
hold on
plot(R,'m:x');
xlabel('s');
ylabel('Ts (°C)');
grid;
title('Andamento delle temperature');
```

Appendice B

Codice del Modello Multinode

```
% Sistema ad n nodi
clear;
% VARIANTE 1 (MODELLO A): N=1
% VARIANTE 2 (MODELLO B): N>1

% DEFINIZIONE DEI PARAMETRI

% PARAMETRI GENERALI:

% Numero di ore
% n_ore=17;
prompt = {'Inserire numero di ore:','Inserire la massa
Ms','Inserire la temperatura ambiente Ta1','Inserire la
trasmittanza U','Inserire il diametro D','Inserire altezza
H'};
dlg_title = 'Richiesta dati';
num_lines= 1;
def     = {'17','180','22','1.05','0.50','0.90'};
answer  = inputdlg(prompt,dlg_title,num_lines,def);

[n_ore status] = str2num(answer{1});

% Massa (Kg)
[Ms status] = str2num(answer{2});

% Temperatura dell'ambiente in cui si trova il serbatoio di
%accumulo (°C)
[Ta1 status] = str2num(answer{3});

% Trasmittanza (W/(m^2°C))
[U status] = str2num(answer{4});

% Diametro (m)
[D status] = str2num(answer{5});

% Altezza (m)
[H status] = str2num(answer{6});
```

```
% Calore Specifico (J/(Kg K))
cp_s = 4190;

% Vettore dei valori della portata in massa dal collettore
%(kg/h)
% Deve avere almeno n_ore elementi
port_mc_vett = [24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24,
24, 24, 24, 24, 24, 24, 24];

% Vettore dei valori della portata in massa al carico a ogni
ora (kg/h)
% Deve avere almeno n_ore elementi
port_ml_vett = [7, 17, 17, 30, 16, 7, 3, 0, 0, 10, 17, 30, 16,
20, 7, 3, 0];

% Vettore dei valori della temperatura del collettore (°C)
% Deve avere almeno n_ore elementi
Tc_vett = [40, 40, 45, 45, 50, 55, 60, 60, 55, 50, 50, 50, 45,
45, 45, 40, 40, 40];

% Vettore dei valori della temperatura dal carico(°C)
% Deve avere almeno n_ore elementi
TL_vett = [22, 22, 22, 22, 22, 22, 22, 22, 22, 22, 22, 22, 22,
22, 22, 22, 22, 22];

if (size(port_mc_vett)<n_ore)
    button = errordlg('La dimensione del vettore port_mc_vett
    è errata.', 'Attenzione');
end

if (size(port_ml_vett)<n_ore)
    button = errordlg('La dimensione del vettore port_ml_vett
    è errata.', 'Attenzione');
end

if (size(Tc_vett)<n_ore)
    button = errordlg('La dimensione del vettore Tc_vett è
    errata.', 'Attenzione');
end

if (size(TL_vett)<n_ore)
    button = errordlg('La dimensione del vettore Tl_vett è
    errata.', 'Attenzione');
end

%PARAMETRI DI CONTROLLO
% Parametro di controllo per il passo di integrazione
%(g=numero di passi di
```

```
% integrazione nell'intervallo orario; può assumere valore
%g=60 (minuti) o g=3600 (secondi)
str={'A - minuti', 'B - secondi'};
[s,v] = listdlg('PromptString','Unità per passo di
integrazione:','SelectionMode','single','ListString',str,
'ListSize',[500 250]);
if (s==2) g = 3600;
    else g= 60;
end;

% Intervallo di integrazione
tspan=linspace(0,g-1,g);
R=[];

n_nodi=-1;

while (n_nodi<1)
prompt = {'Inserire numero di nodi:'};
        dlg_title = 'Richiesta dati';
        num_lines= 1;
        def     = {'10'};
        answer  = inputdlg(prompt,dlg_title,num_lines,def);
        [n_nodi status] = str2num(answer{1});
end

for counter=1:n_nodi
    prompt = {strcat('Inserire valore y0 per il nodo #',
num2str(counter))};
    dlg_title = 'Vettore valori iniziali y0';
    num_lines= 1;
    def     = {'45'};
    answer  = inputdlg(prompt,dlg_title,num_lines,def);
    [y0(counter) status] = str2num(answer{1});
end

if (n_nodi==1) variante=1
else variante=2;
end

switch variante
    case 1
        % Numero di nodi (n_nodi =1)
        n_nodi = 1;
        % Calcolo del vettore dei dati iniziali di Fc
        Fc(1)=1;

        % Calcolo del vettore dei dati iniziali di Fl
        Fl(1)=1;
```

```
        % Calcolo del vettore M
        % M viene inizializzato a Ms
        M(1)= Ms/n_nodi;
        % Valore iniziale della temperatura dell'accumulo (°C)
        y0 = 25.7;


        % Calcolo dei vettori A1 e An
        % Ai viene inizializzato a Al/n per i  nodi da 2 a n-1
        % per fornire valori diversi, assegnarli in modo
        % esplicito successivamente al ciclo for
        al=2*pi*D/2*H;
        ab=pi*(D/2)^2;
        ai(1)=al/n_nodi+2*ab;

        for conta = 1:1:n_ore


[T,Y]=ode45(@equa_multinode_1,tspan,y0,[],g,Ta1,U,ai,
port_mc_vett(conta),port_ml_vett(conta),TL_vett(conta),
Tc_vett(conta),M, cp_s,Fc,Fl,n_nodi);

           [m,n]=size(Y);
           y0 = Y(m,1:n_nodi);
           RESULT (conta,1:n_nodi) = y0;

           R=vertcat(R,Y);
        end

    case 2
        % Numero di nodi (n_nodi >=2)

        % Valore iniziale della temperatura dell'accumulo (°C)
        % Deve contenere esattamente n_nodi elementi

        % Calcolo del vettore dei dati iniziali di Fc
        % Calcolo di Fc(1) (primo nodo)
        if (y0(1) < Tc_vett(1))
            Fc(1)=1;
        else
            Fc(1)=0;
        end

        % Calcolo di Fc(2)..Fc(n_nodi) (nodi restanti)
        for conta = 2:1:n_nodi
            if (y0(conta)<Tc_vett(1))&(y0(conta-
1)>=Tc_vett(1))
                Fc(conta)=1;
```

```
            else
                Fc(conta)=0;
            end
        end

        % Calcolo del vettore dei dati iniziali di Fl
        % Calcolo di Fl(1) (primo nodo)
        if (y0(1)<TL_vett(1))
            Fl(1)=1;
        else
            Fl(1)=0;
        end

        % Valori di Fl(2)..Fl(n_nodi-1) (nodi intermedi)
        for conta = 2:1:(n_nodi-1)
            if (y0(conta)<TL_vett(1))&(y0(conta-
1)>=TL_vett(1))
                Fl(conta)=1;
            else
                Fl(conta)=0;
            end
        end

        % Valore di Fl(n_nodi) (ultimo nodo)
        if (y0(n_nodi)>TL_vett(1))
            Fl(n_nodi)=1;
        elseif (y0(n_nodi)<TL_vett(1))&(y0(n_nodi-
1)>=TL_vett(1))
                Fl(n_nodi)=1;
        else
                Fl(n_nodi)=0;
        end

        % Calcolo del vettore M
        % M viene inizializzato a Ms/n PER OGNI NODO
        % per fornire valori diversi, assegnarli in modo
esplicito successivamente al ciclo for
        for conta = 1:1:n_nodi
            M(conta)= Ms/n_nodi;
        end
        %assegnamo eventuali valori ad M
        %es.
        %   M(4)=150;

        % Calcolo dei vettori A1 e An
        % Ai viene inizializzato a Al/n per i  nodi da 2 a n-1
        % per fornire valori diversi, assegnarli in modo
        % esplicito successivamente al ciclo for
```

```
        al=2*pi*D/2*H;
        ab=pi*(D/2)^2;
        ai(1)=al/n_nodi+ab;
        ai(n_nodi)=al/n_nodi+ab;
        for conta = 2:1:n_nodi-1
            ai(conta)= al/n_nodi;
        end
        %assegnamo eventuali valori ad Ai
        %es.
        %   Ai(4)=150;

        for conta = 1:1:n_ore


[T,Y]=ode45(@equa_multinode_N,tspan,y0,[],g,Ta1,U,ai,port_mc_v
ett(conta),port_ml_vett(conta),TL_vett(conta),Tc_vett(conta),M
,cp_s,Fc,Fl,n_nodi);

            [m,n]=size(Y);
            y0 = Y(m,1:n_nodi);
            RESULT (conta,1:n_nodi) = y0;

            R=vertcat(R,Y);

            % Variazione Fc(1)
            if (RESULT(conta,1) < Tc_vett(conta+1))
                Fc(1)=1;
            else
                Fc(1)=0;
            end
            % Variazione Fc(2)..Fc(n_nodi)
            for c2 = 2:1:n_nodi
                if
(RESULT(conta,c2)<Tc_vett(conta+1))&(RESULT(conta,c2-
1)>=Tc_vett(conta+1))
                    Fc(c2)=1;
                else
                    Fc(c2)=0;
                end
            end

            % Variazione di Fl(1)
            if (RESULT(conta,1)<TL_vett(conta+1))
                Fl(1)=1;
            else
                Fl(1)=0;
            end
            % Variazione Fl(2)..Fl(n_nodi-1)
```

```
            for c2 = 2:1:(n_nodi-1)
                if
(RESULT(conta,c2)<TL_vett(conta+1))&(RESULT(conta,c2-
1)>=TL_vett(conta+1))
                    Fl(c2)=1;
                else
                    Fl(c2)=0;
                end
            end
            % Variazione di Fl(n_nodi)
            if (RESULT(conta,n_nodi)>TL_vett(conta+1))
                Fl(n_nodi)=1;
            elseif
(RESULT(conta,n_nodi)<TL_vett(conta+1))&(RESULT(conta,n_nodi-
1)>=TL_vett(conta+1))
                Fl(n_nodi)=1;
            else
                Fl(n_nodi)=0;
            end

        end

    otherwise
    disp('Variante non valida');
end;

%stampa del grafico
hold on
plot (R);
if (g==3600) xlabel('Tempo (s)');
    else xlabel('Tempo (min)');
end;
ylabel('Temperatura (°C)');
grid;
title('Andamento delle temperature');

% salvo i risultati in forma matriciale
if (g==3600) unit='Secondo';
    else unit = 'minuto';
end;
[file,path] = uiputfile('risultati.txt','Salva risultati nel
file');
write_matrix(file,R,'Multinode','Colonna 1: passi di
integrazione Colonna i-esima: temperatura del nodo i-
esimo',unit,'Colonna');
[file,path] = uiputfile('risultatiOra.txt','Salva risultati
orari nel file');
```

```
write_matrix(file,RESULT,'Multinode','Colonna 1: passi di
integrazione Colonna i-esima: temperatura del nodo i-
esimo','Ora','Colonna');
```

Codice Funzione

```
function
dydt=equa_multinode_1(t,y,g,Ta1,U,ai,port_mc,port_ml,TL,Tc,M,c
p_s,Fc,Fl,n_nodi)


dydt(1,1)=1/(M(1)*cp_s)*(Fc(1)*port_mc*cp_s/g*(Tc-
y(1))+Fl(1)*port_ml*cp_s/g*(TL-y(1))-U*ai(1)*(y(1)-
Ta1)*3600/g);

-----------------------------------------------------------------


function
dydt=equa_multinode_N(t,y,g,Ta1,U,ai,port_mc,port_ml,TL,Tc,M,c
p_s,Fc,Fl,n_nodi)


S1=0;
S2=0;
for i_k=1:n_nodi
    S2=S2+Fl(i_k);
end
gamma = cp_s/g*(port_mc*(S1)-port_ml*(S2));
if (gamma) > 0
     delta=1;
else
     delta=0;
end
dydt(1,1)=1/(M(1)*cp_s)*(Fc(1)*port_mc*cp_s/g*(Tc-
y(1))+Fl(1)*port_ml*cp_s/g*(TL-y(1))-U*ai(1)*(y(1)-
Ta1)*3600/g+delta*(-y(1))*gamma+(1-delta)*(y(1)-y(2))*gamma);

for k=2:n_nodi-1

    S1=0;
      for i_k=1:k-1
          S1=S1+Fc(i_k);
      end
    S2=0;
      for i_k=k:n_nodi
          S2=S2+Fl(i_k);
      end
    gamma = cp_s/g*(port_mc*(S1)-port_ml*(S2));
     if (gamma) > 0
```

```
        delta=1;
     else
        delta=0;
     end
dydt(k,1)=1/(M(k)*cp_s)*(Fc(k)*port_mc*cp_s/g*(Tc-
y(k))+Fl(k)*port_ml*cp_s/g*(TL-y(k))-U*ai(k)*(y(k)-
Ta1)*3600/g+delta*(y(k-1)-y(k))*gamma+(1-delta)*(y(k)-
y(k+1))*gamma);
end

k=n_nodi;

S1=0;
for i_k=1:n_nodi-1
    S1=S1+Fc(i_k);
end
S2=0;
for i_k=n_nodi:n_nodi
    S2=S2+Fl(i_k);
end
gamma = cp_s/g*(port_mc*(S1)-port_ml*(S2));
if (gamma) > 0
    delta=1;
else
    delta=0;
end
dydt(n_nodi,1)=1/(M(n_nodi)*cp_s)*(Fc(n_nodi)*port_mc*cp_s/g*(
Tc-y(n_nodi))+Fl(n_nodi)*port_ml*cp_s/g*(TL-y(n_nodi))-
U*ai(n_nodi)*(y(n_nodi)-Ta1)*3600/g+delta*(y(n_nodi-1)-
y(n_nodi))*gamma+(1-delta)*y(n_nodi)*gamma);
```