

ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA  
Sede di Forlì

Corso di Laurea in  
INGEGNERIA MECCANICA  
Classe: L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA  
in Disegno Assistito Dal Calcolatore

**Studio ed ottimizzazione di un pannello  
solare termico a basso costo**

CANDIDATO  
Luca Ancarani

RELATORE  
Prof. Ing. Luca Piancastelli

Anno Accademico 2013/2014  
Sessione III



# *Indice*

<b>Sommario.....</b>	<b>6</b>
<b>Introduzione.....</b>	<b>7</b>
<b>1 Energie rinnovabili, il Sole.....</b>	<b>9</b>
1.1 La radiazione solare utile.....	9
1.2 Influenza dei fattori geometrici/astronomici e meteorologici sui pannelli solari.....	12
1.2.1 Inclinazione della superficie di captazione.....	12
1.2.2 Orientamento della superficie di captazione.....	14
1.2.3 Ombreggiamento.....	16
1.2.4 Fattori meteorologici.....	19
<b>2 La trasmissione del calore.....</b>	<b>21</b>
2.1 Generalità.....	21
2.2 Quantità di calore.....	21
2.3 Conduzione termica.....	22
2.4 Convezione termica.....	23
2.4.1 Il numero di Nusselt.....	24
2.5 Lo scambio termico per irraggiamento.....	25
2.5.1 L'emissione di un corpo.....	28
2.5.2 L'irradiazione di un corpo.....	30
2.5.3 Il comportamento delle superfici.....	31
2.5.4 La radiosità.....	33
2.5.5 Il corpo nero e il corpo reale.....	34

<b>3</b>	<b>I pannelli solari termici.....</b>	<b>37</b>
3.1	Collettori.....	38
3.1.1	Superficie captante (o assorbitore).....	40
3.1.2	Apporti e perdite d'energia nei collettori.....	44
3.1.3	Rendimento, potenza e scelta del collettore.....	45
3.2	Serbatoi ad accumulo.....	49
3.2.1	Tecnica di accumulo e dispersioni.....	50
3.2.2	Tipologie di accumulatori.....	53
3.3	Impianto a circolazione naturale.....	54
3.4	Impianto a circolazione forzata.....	55
3.5	Integrazione nell'impianto.....	56
3.6	Benefici.....	58
<b>4</b>	<b>Caso di studio, la “sfida solare” di Solar C<sub>3</sub>ITIES.....</b>	<b>59</b>
<b>5</b>	<b>Analisi matematica del Sistema.....</b>	<b>66</b>
5.1	Equazione di bilancio dell'energia per un sistema aperto.....	66
5.2	Equazione di bilancio dell'energia per il sistema di accumulo termico.....	68
5.2.1	Contributi di energia nell'equazione di bilancio.....	70
5.2.2	Efficienza del collettore solare termico.....	72
5.3	Stratificazione.....	73
5.3.1	Fattori di influenza sulla stratificazione.....	74
5.3.2	Parametri di misura della stratificazione.....	76

<b>6</b>	<b>Modellazione numerica.....</b>	<b>80</b>
6.1	Ipotesi di distribuzione uniforme della temperatura (Mescolamento Perfetto).....	81
6.2	Ipotesi di distribuzione monodimensionale della temperatura (Perfetta Stratificazione).....	83
<b>7</b>	<b>Applicazione ed ottimizzazione.....</b>	<b>94</b>
7.1	Esempio di applicazione.....	94
7.2	Gli algoritmi genetici.....	96
7.3	Ottimizzazione del modello.....	98
7.4	Studio di fattibilità del modello con ali riflettenti.....	99
	<b>Conclusioni.....</b>	<b>106</b>
	<b>Note.....</b>	<b>107</b>
	<b>Bibliografia.....</b>	<b>108</b>

## Sommario

Lo scopo del presente elaborato vuole essere l'ottimizzazione preliminare di un sistema solare "fai da te" per l'accumulo di acqua calda sanitaria, pensato per l'applicazione in paesi in via di sviluppo. La prima parte del testo, tratta da bibliografia, contiene la descrizione dei fenomeni in gioco: in particolare viene presentato il concetto di trasmissione del calore e di irraggiamento solare, oltre alla descrizione delle principali tipologie costruttive dei collettori solari.

Successivamente viene illustrato un caso di realizzazione del sistema: è allegato e commentato lo schema costruttivo utilizzato dai ricercatori impegnati nell'attività di collaudo dell'apparato.

Si descrivono poi i modelli che la bibliografia propone per affrontare lo studio dei collettori solari e dei serbatoi di accumulo; grazie a questi è stato poi implementato un modello del sistema semplificato in grado di contenere al minimo i tempi di calcolo, ed è stata svolta un'ottimizzazione della definizione di un parametro progettuale mediante l'applicazione di algoritmi genetici.

Infine si aggiunge all'apparato una "cornice" formata da ali riflettenti, valutandone i benefici.

I risultati ottenuti mostrano che, modificando anche di poco i parametri di progetto, si possono ottenere miglioramenti sensibili.

## Introduzione

Da decenni in tutto il mondo si parla di esaurimento, nel breve periodo, delle riserve di combustibili fossili, a fronte dei maggiori consumi e di un rilevante aumento dei prezzi (si calcola che entro il 2030 la domanda di petrolio sarà superiore all'offerta). Non sappiamo esattamente quando ma, senza ombra di dubbio, in tempi più o meno brevi tali risorse finiranno e non saranno più disponibili per la produzione di energia.

E' questo un buon motivo per pensare all'utilizzo delle energie alternative e, in considerazione del fatto che ogni nuova fonte di energia ha bisogno di decenni per arrivare a coprire una parte significativa del fabbisogno energetico di un paese, è assolutamente necessario aumentare significativamente la ricerca, lo sviluppo e l'utilizzo di forme di energia rinnovabili. Si tenga inoltre presente che il biossido di carbonio (o anidride carbonica CO<sub>2</sub>) - emesso dalla combustione di petrolio, gas e carbone - è il principale responsabile del cosiddetto "effetto serra". In quanto maggior responsabile del consumo di energia, il mercato del calore può contribuire considerevolmente al risparmio di energia e CO<sub>2</sub>, utilizzando una tecnica del riscaldamento innovativa ed efficiente.

All'ombra della crisi energetica, del continuo e incontrollato sfruttamento delle risorse disponibili, dell'eccessivo e dannoso utilizzo di energia (nucleare e dal petrolio) e grazie alla crescente sensibilizzazione della popolazione verso l'ambiente, si sta riqualificando una fonte vecchia di miliardi di anni: *il Sole*.

L'energia solare non è certo una scoperta recente giacché l'umanità ha sempre usato il Sole sia per impieghi semplici (come asciugare i vestiti) sia per impieghi più complessi (come riscaldare le abitazioni o essiccare il cibo per conservarlo nel tempo). Ci sono stati periodi, come nell'epoca preindustriale, in cui il Sole, i fiumi e la legna erano le sole fonti di energia. Ancor prima, al tempo dei Romani e in epoca medievale e rinascimentale, esistevano sistemi di riscaldamento delle abitazioni e dell'acqua basati sull'utilizzo dell'energia solare e dell'effetto serra creato dal vetro. Anche se l'utilizzo bellico degli specchi ustori, ideati da Archimede, non è stato del tutto confermato, è probabile che un impiego militare dell'energia solare fosse stato fatto già nell'antichità.

Ai giorni nostri la radiazione solare – il cui vantaggio principale è quello di essere illimitatamente disponibile nel tempo, non esaurendosi in periodi confrontabili con la storia umana – sta tornando ad essere una fonte di energia importante sia per affrontare in modo concreto i problemi della sostenibilità, sia per far fronte al continuo aumento del costo delle fonti di energia fossile.

Inoltre lo sfruttamento dell'energia proveniente dal Sole, irradiata sulla Terra superiormente alle attuali necessità dell'umanità (di circa 15.000 volte), garantirebbe una diminuzione netta dei gas serra (CO<sub>2</sub>), con un impatto ambientale pressoché nullo.

Considerando poi che *“il Sole è di tutti”*, perché non approfittarne?

L'impiego dell'energia solare per la produzione di acqua calda sanitaria (ACS) è dunque un'alternativa particolarmente sostenuta a livello di politica energetica ed ambientale. L'utilizzo dei pannelli solari termici riduce di almeno due terzi il consumo di combustibili tradizionali ed il conseguente danno ambientale, oltre a far risparmiare dal 70 al 90% di energia necessaria per la produzione di acqua calda sanitaria; se si ricorre all'autocostruzione va inoltre considerato che i costi d'acquisto dei collettori sono circa 1/3 rispetto agli equivalenti prodotti in commercio aventi un paragonabile grado di efficienza.

Il *“fai-da-te”*, un hobby che per milioni di persone è diventato un'occupazione sensata del tempo libero, si presta ottimamente - con un po' di abilità ed istruzione tecnica - anche alla costruzione di collettori solari, dove si ottengono risultati sbalorditivi e in cui la partecipazione diretta al progetto da parte dell'individuo genera un interesse mirato al risparmio energetico, oltre alla comprensione del funzionamento dell'impianto.



# Capitolo 1: Energie rinnovabili, il Sole

Il Sole, data la sua vita utile, può essere considerato come una fonte di energia inesauribile. All'interno di quest'ultimo hanno luogo i processi di fusione nucleare durante i quali gli atomi di idrogeno si fondono in atomi di elio. Dal difetto di massa di oltre quattro milioni di tonnellate al secondo che ne deriva (la massa di un nucleo di elio è minore della somma delle sue singole parti) viene liberata energia che riscalda l'interno del Sole a una temperatura di ca. 15 milioni di gradi Celsius. Sulla superficie del Sole (fotosfera) la temperatura è pari solo a circa 5500 °C. Qui l'energia viene sprigionata in forma di radiazione e l'intensità di questa radiazione corrisponde a una potenza di  $63 \text{ MW/m}^2$ . Nel corso di una giornata, per ciascun metro quadrato viene irradiata un'energia di 1512000 kWh che corrisponde al contenuto d'energia di circa 151200 litri di gasolio. A causa della grande distanza dalla Terra (circa 150 mio km) l'enorme potenza irradiata dal Sole diminuisce fino alla fascia più esterna dell'atmosfera terrestre raggiungendo un irraggiamento pari a  $1367 \text{ W/m}^2$ . Questo valore è fisso e viene denominato *costante solare*; è definito dalla World Meteorological Organization (WMO), un'organizzazione delle Nazioni Unite (ONU). L'irraggiamento effettivo oscilla del  $\pm 3,5 \%$ .

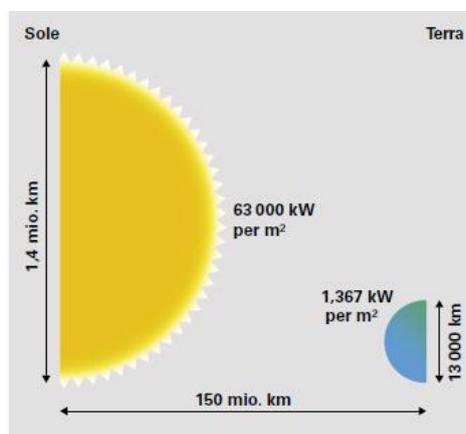


Figura 1.1: Rapporto tra il Sole e la Terra (tratta da [1])

## 1.1 La radiazione solare utile

La radiazione deriva da tutte le fonti di irraggiamento in diverse lunghezze d'onda. La lunghezza delle onde dipende dalla temperatura, mentre l'intensità della radiazione cresce all'aumentare di quest'ultima.

Fino a una temperatura di 400 °C un corpo irradia nel campo a infrarossi ad onde lunghe e non ancora visibili; al di là di esso comincia il campo della radiazione visibile (i metalli incandescenti a 850 °C irradiano già luce visibile). Lo spettro completo delle diverse lunghezze d'onda di una fonte di irraggiamento viene definito distribuzione spettrale. Data la sua temperatura elevata il Sole è una fonte di irraggiamento particolarmente intensa. Il campo della radiazione solare visibile rappresenta solo una piccola parte dello spettro completo, ma ha la massima intensità di radiazione.

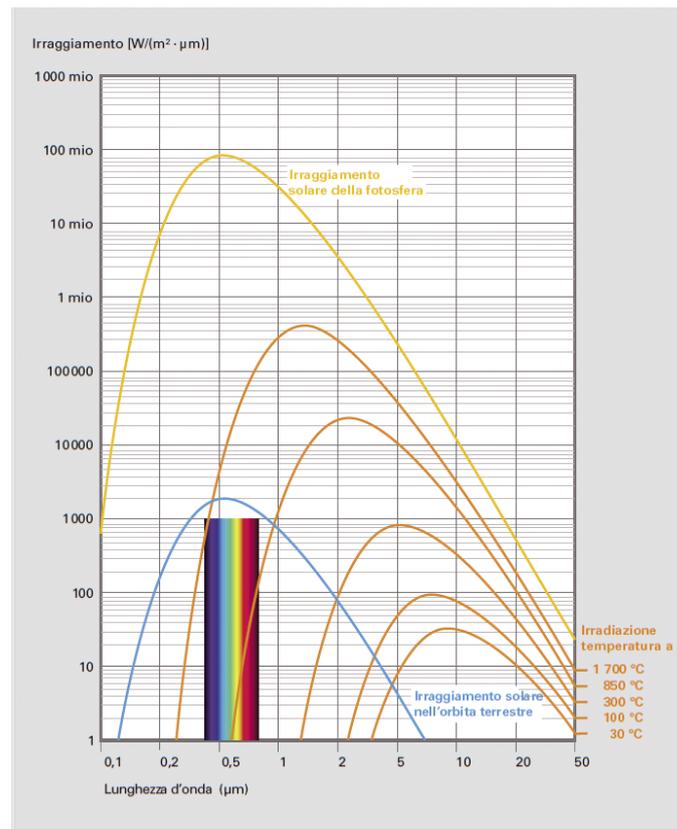


Figura 1.1.1: Distribuzione spettrale della radiazione solare e infrarossa (tratta da [1])

Per l'influsso dell'atmosfera, che agisce in modo diverso sullo spettro d'irraggiamento complessivo, dei 1367 W/m<sup>2</sup> di irraggiamento (costante solare) giungono al massimo circa 1000 W/m<sup>2</sup> sulla superficie terrestre; gli strati di nuvole riflettono una parte della radiazione, mentre un'altra parte viene assorbita dall'atmosfera. L'irraggiamento, inoltre, viene limitato dalla lunghezza della traiettoria della radiazione attraverso l'atmosfera. Questo effetto riducente viene denominato Air Mass (AM), "massa d'aria" ed è determinato dall'angolo d'incidenza della radiazione solare. La traiettoria più breve è costituita dall'incidenza verticale della radiazione (90°) e viene denominata AM 1. Più lunga è la traiettoria fino alla superficie terrestre, maggiore è l'effetto riducente dell'atmosfera.

In aggiunta i raggi solari arrivano al suolo con un'inclinazione, rispetto al piano della superficie, che varia durante le ore del giorno a causa della rotazione terrestre attorno al proprio asse e che dipende anche dal giorno dell'anno a causa dell'orbita che la Terra compie attorno al Sole ed al fatto che l'asse terrestre risulta inclinato di  $23,5^\circ$  rispetto a tale orbita.

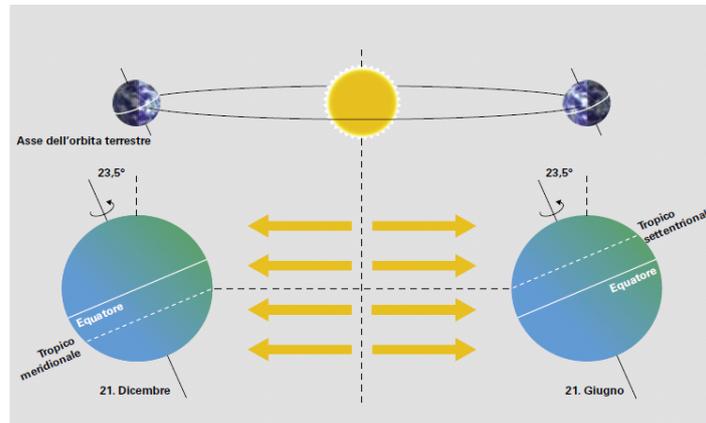


Figura 1.1.2: Il movimento della Terra intorno al Sole (tratta da [1])

Questi concetti possono essere espressi matematicamente da due angoli:

- l'angolo orario  $\omega = 15 \cdot (t_s - 12)$  che tiene conto della rotazione giornaliera della Terra ( $t_s$  è l'ora solare);
- la declinazione  $\delta = 23,5 \cdot \sin [(n-80) \cdot 360/365]$  che tiene conto della rivoluzione annuale ( $n$  è il numero del giorno dell'anno).

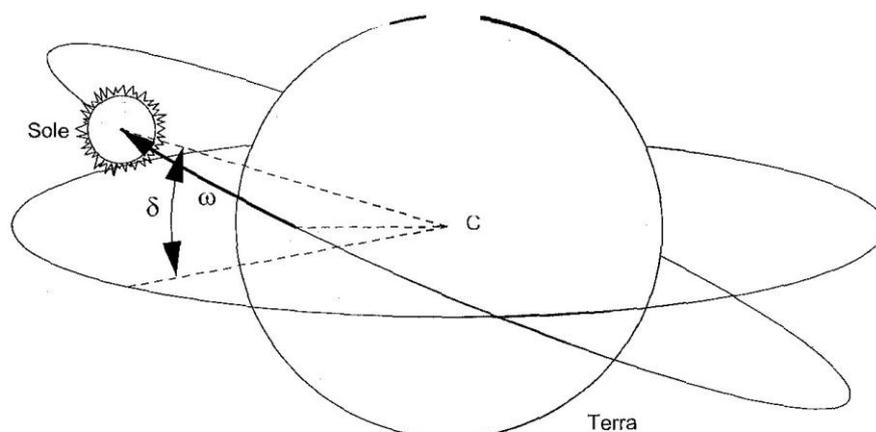


Figura 1.1.3: Posizione Terra-Sole e rappresentazione degli angoli  $\omega$  e  $\delta$  (tratta da [2])

Per valutare quanto potrà produrre un impianto solare (termico o fotovoltaico che sia) è necessario valutare i parametri che influiscono sulla radiazione solare incidente sul collettore.

Tali parametri sono di due tipi: geometrici/astronomici e meteorologici. I primi sono dovuti alla rotazione della Terra attorno al proprio asse e alla rivoluzione attorno al Sole e possono essere determinati in modo esatto per via analitica. Per valutare i secondi invece, vista la loro aleatorietà, è necessario basarsi su analisi statistiche.

## **1.2 Influenza dei fattori geometrici/astronomici e meteorologici sui pannelli solari**

Noti gli angoli  $\omega$  e  $\delta$ , la latitudine del sito in cui si installerà l'impianto, l'inclinazione e l'orientamento dei pannelli solari è possibile calcolare l'angolo di incidenza dei raggi solari sulla loro superficie per ogni ora di ogni giorno dell'anno. In questo modo si possono trovare l'inclinazione e l'orientamento ottimali per massimizzare la captazione di energia. I pannelli solari se non correttamente posizionati in relazioni al maggior irraggiamento possono avere una perdita di efficienza tale da vanificarne la convenienza economica. Questo obbliga il progettista a tenere ben presenti tre parametri fondamentali: l'angolo di inclinazione, l'orientamento e l'ombreggiamento.

### **1.2.1 Inclinazione della superficie di captazione**

I valori per l'energia dell'irraggiamento globale si riferiscono al piano orizzontale. Questi valori vengono influenzati dall'inclinazione della superficie di captazione. Se la superficie di captazione è inclinata si modificano l'angolo d'irradiazione, l'irraggiamento e quindi anche la quantità di energia. La somma annua dell'energia di irraggiamento globale riferita alla superficie dipende quindi dall'inclinazione della superficie. La quantità di energia è maggiore se la radiazione colpisce la superficie perpendicolarmente. Poiché alle nostre latitudini questo caso non si verifica mai, si può "sopperire" a questa mancanza inclinando la superficie di ricezione. In Italia viene irradiata in media il 13% di energia in più su una superficie inclinata di  $30^\circ$ , rispetto a una superficie orizzontale. Per conoscere questa inclinazione ottimale è necessario fare una media tra le condizioni estive e quelle invernali e valutare se l'impianto viene utilizzato lungo tutto l'anno o meno (se l'utilizzo è prettamente estivo si sceglierà un'inclinazione adatta solo per tali condizioni). Una soluzione di compromesso tra condizioni estive e invernali è l'adozione di un'inclinazione pari alla latitudine del sito di installazione.

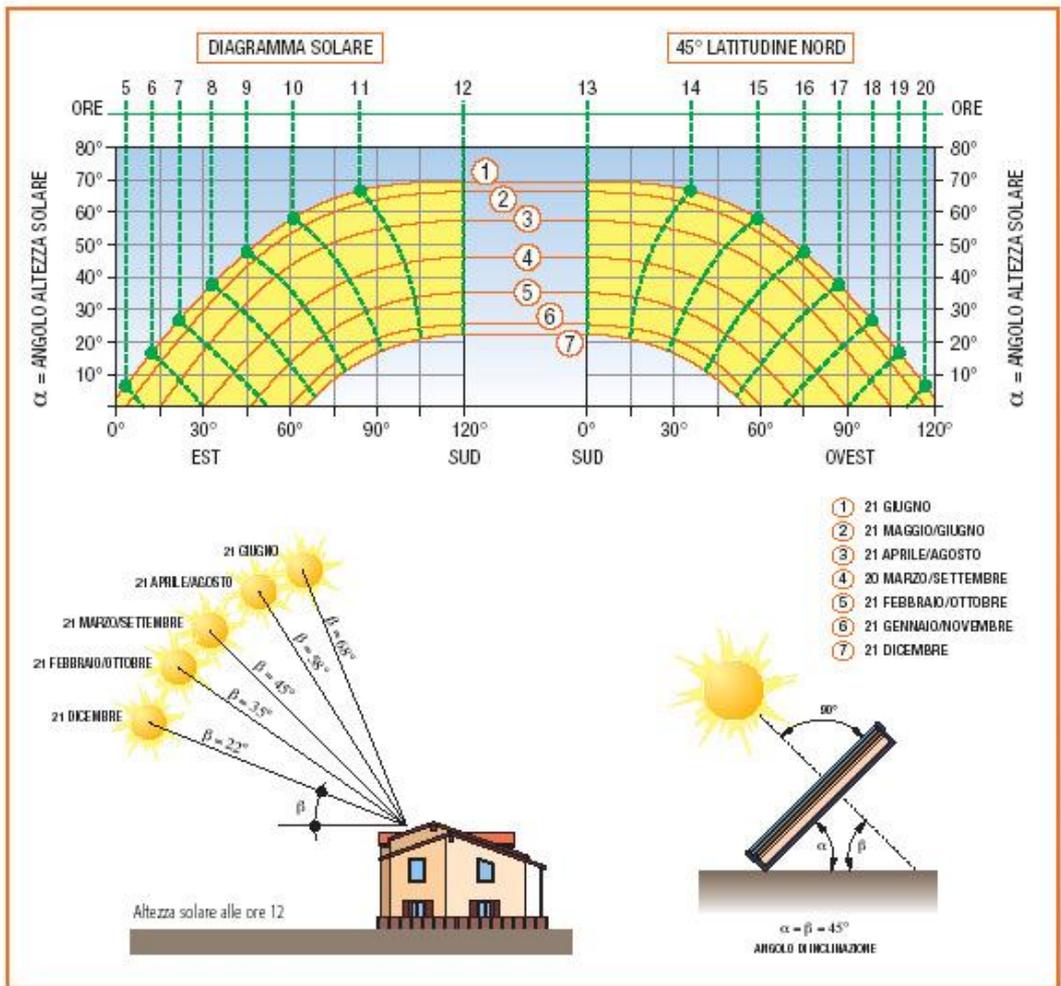


Figura 1.2.1.1: Inclinazione ottimale della superficie di captazione (tratta da [2])

Il diagramma e la figura mostrano con chiarezza gli angoli β di incidenza al suolo dei raggi solari (e di conseguenza l'inclinazione α dei collettori), durante tutto l'anno.

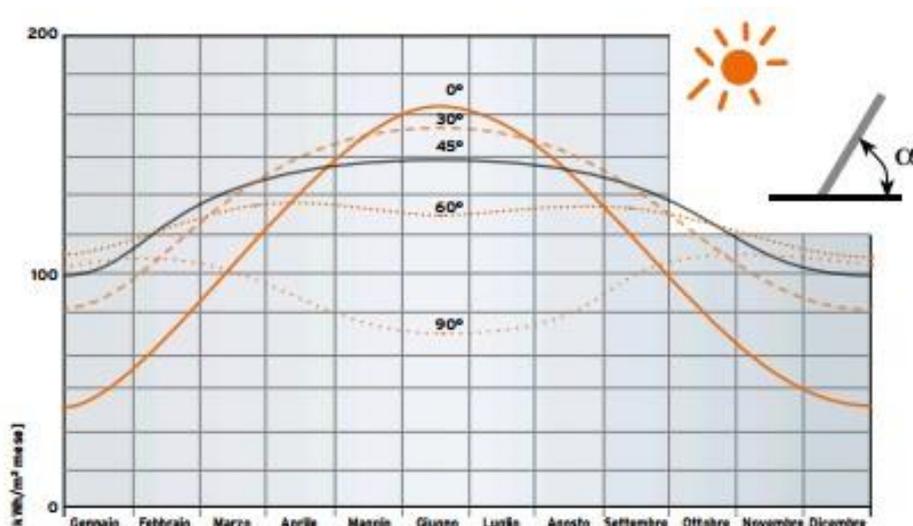


Figura 1.2.1.2: Fattore di inclinazione del pannello solare (tratta da [2])

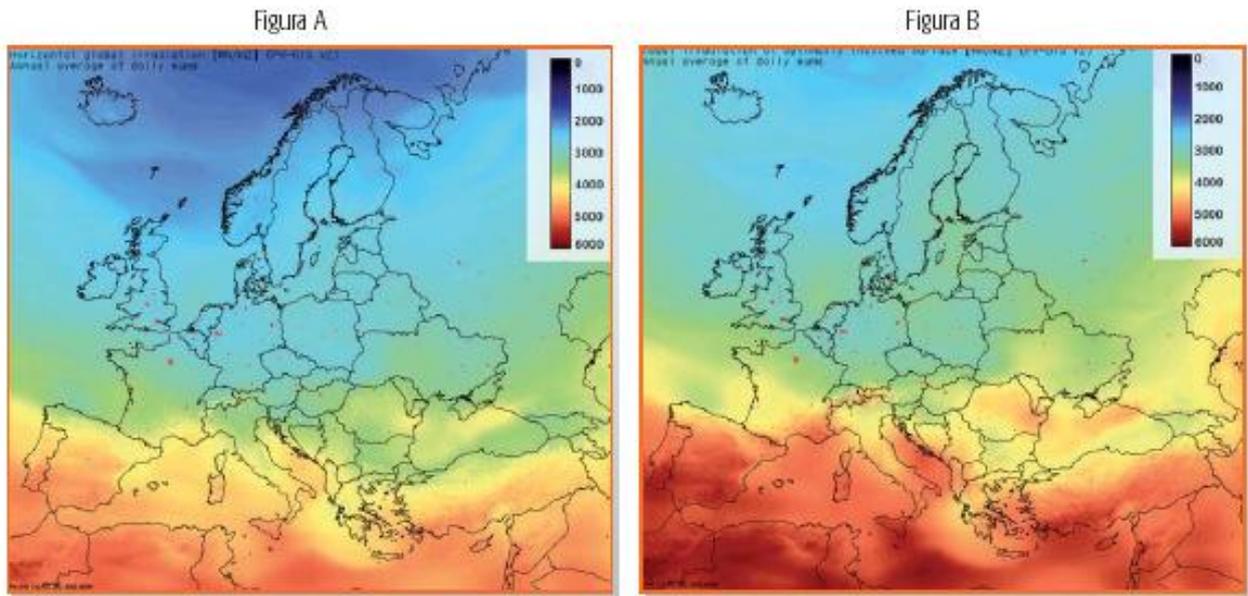


Figura 1.2.1.3: Radiazione captata dal pannello con inclinazione orizzontale (A) oppure nel caso di inclinazione ottimale (B) (tratta da [2])

Le due mappe ci mostrano come può variare la potenza (in  $\text{Wh/m}^2$  al giorno) captata dallo stesso collettore solare se installato orizzontale al suolo (fig. A) o se correttamente inclinato (fig. B) in rapporto alla latitudine di riferimento.

## 1.2.2 Orientamento della superficie di captazione

Un altro fattore per il calcolo della quantità di energia è l'orientamento della superficie di captazione. Considerando solo i fattori astronomici, appare ovvio che l'orientamento ottimale (nell'emisfero settentrionale) è verso Sud poiché corrisponde alla massima esposizione nell'arco della giornata.

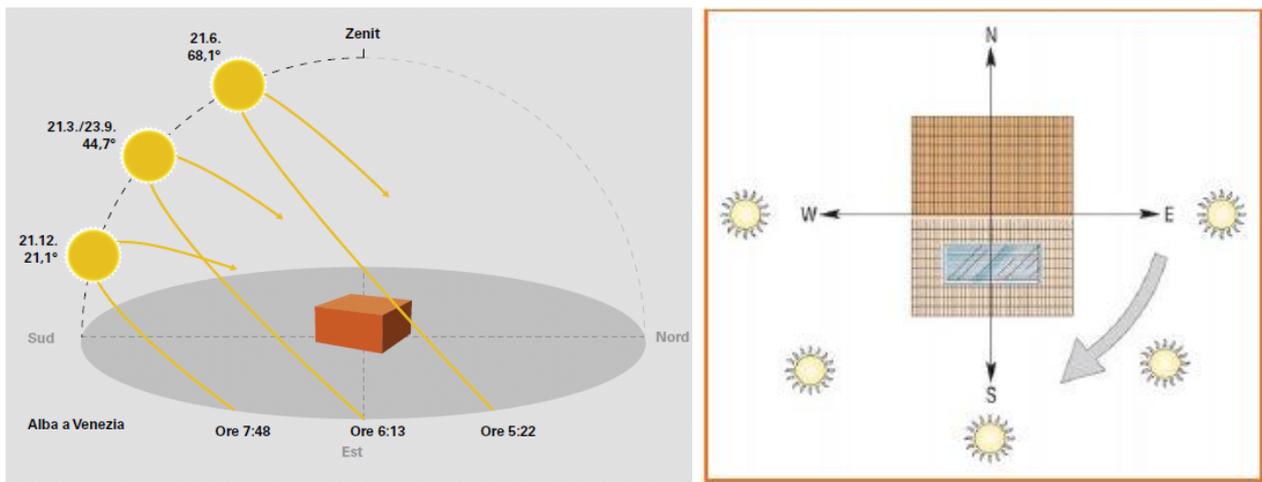


Figura 1.2.2.1: Orbita solare (tratte da [1],[2])

Lo scostamento della superficie di captazione dall'orientamento a Sud viene definito come angolo azimutale o semplicemente azimut. Nella tecnica solare gli angoli vengono stabiliti in modo diverso dalla bussola magnetica, ovvero Sud = 0°, Ovest = +90°, Est = -90° ecc.

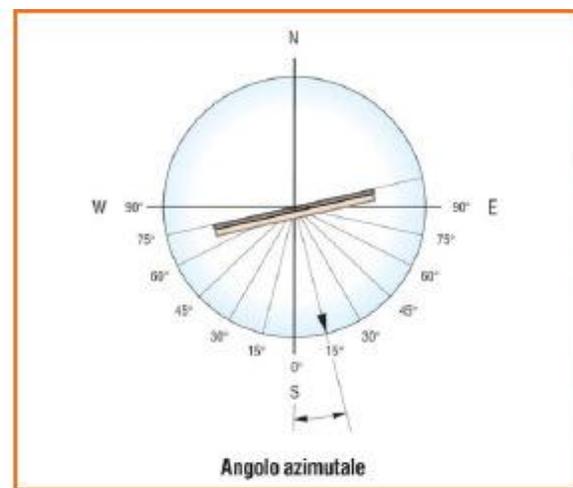


Figura 1.2.2.2: Angolo azimutale (tratta da [2])

Per tetti con esposizione Est - Ovest si predilige l'installazione dei collettori sulla parte che da ad Ovest poiché sarà più esposta al pomeriggio e quindi meno soggetta alle nebbie o foschie mattutine, saranno presenti temperature dell'aria maggiori e di conseguenza consentirà di raggiungere un rendimento complessivo più alto.

### 1.2.3 Ombreggiamento

Infine è importante valutare l'influenza che l'ambiente circostante può avere sulla resa dell'impianto, soprattutto a causa di ombreggiamenti. Fondamentalmente si distinguono due tipi di ombra:

- l'ombra lontana, corrispondente alla sparizione del Sole dietro la linea dell'orizzonte. Si può supporre che ad un dato istante, influenzi tutto il campo dei collettori (funzionamento in "tutto o niente");
- l'ombra vicina: gli ostacoli vicini creano un'ombra solo su una parte del campo. Il suo trattamento necessita la ricostruzione geometrica esatta del sistema e delle sue vicinanze in 3 dimensioni.

Utile da questo punto di vista è la creazione di un diagramma delle ombre (o clinometrico) su cui riportare le traiettorie del sole relative al 21 giugno e 21 dicembre (traiettoria massima e minima del Sole sull'orizzonte) e i possibili ostacoli sull'orizzonte.

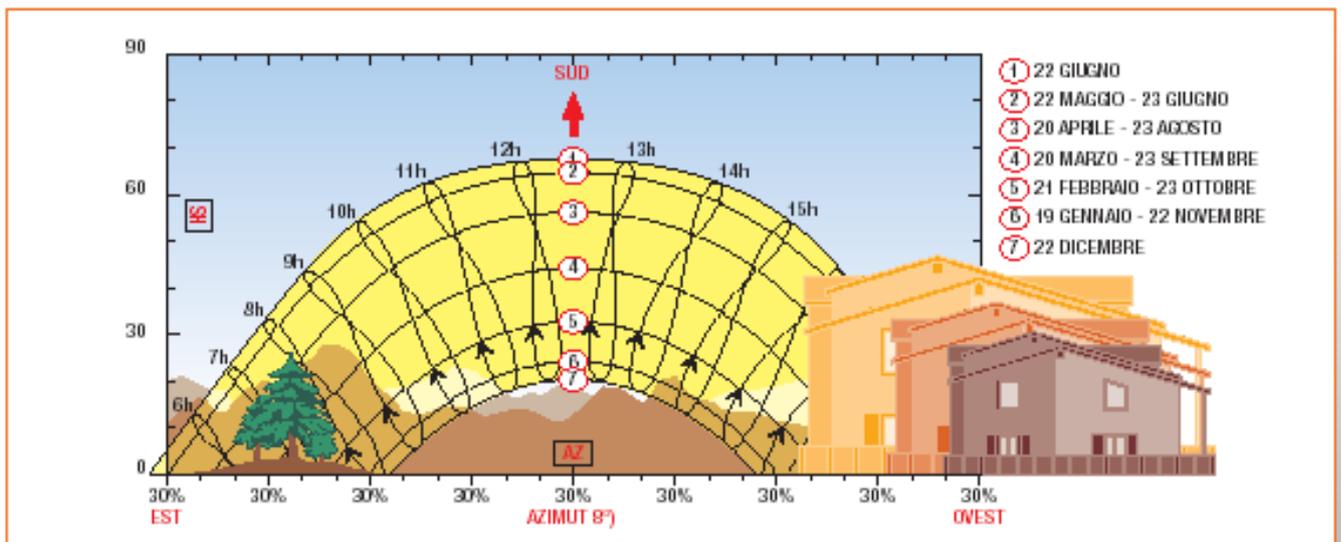


Figura 1.2.3.1: Diagramma clinometrico (tratta da [2])

La curva dell'orizzonte deve essere rilevata sul terreno, misurando l'angolo di elevazione dell'orizzonte per differenti azimut. Queste misure possono essere riportate sul diagramma altezza/azimut come illustrato dalla figura che mostra un esempio di un profilo tipico dell'orizzonte in un ambiente di montagna.

Sui tetti piani o in pieno campo i collettori solari vengono disposti a file. Mentre la prima fila viene di regola irraggiata integralmente, è difficile evitare che le file successive non siano in qualche modo ombreggiate dalle file antistanti quando il Sole è basso, ossia la mattina e la sera, come d'inverno. La distanza minima tra file di collettori, necessaria a prevenire un ombreggiamento reciproco, fermo restando la lunghezza del collettore, dipende dall'inclinazione e dalla zona geografica (latitudine) dell'installazione. Alle nostre latitudini per evitare l'ombreggiamento, è necessario rispettare le distanze indicate in figura, che tengono conto dell'altezza del pannello e soprattutto dell'inclinazione solare. Per la posa delle file di collettori solari ci si può attenere ad un paio di regole empiriche:

- Quanto più le file sono distanziate, minore è la probabilità che si trovino in ombra. Il pericolo di ombreggiamento reciproco non deve essere sottovalutato: di regola è assai più frequente che non l'ombreggiamento determinato dall'orizzonte.
- Per l'angolo di ombreggiamento  $\beta$ , su un piano orizzontale è opportuno non superare il limite massimo di  $18^\circ$ . Se la superficie del tetto a disposizione è limitata, si consiglia di ridurre innanzitutto l'angolo di inclinazione  $\alpha$ . In questo modo si riduce l'effetto dell'ombreggiamento reciproco.

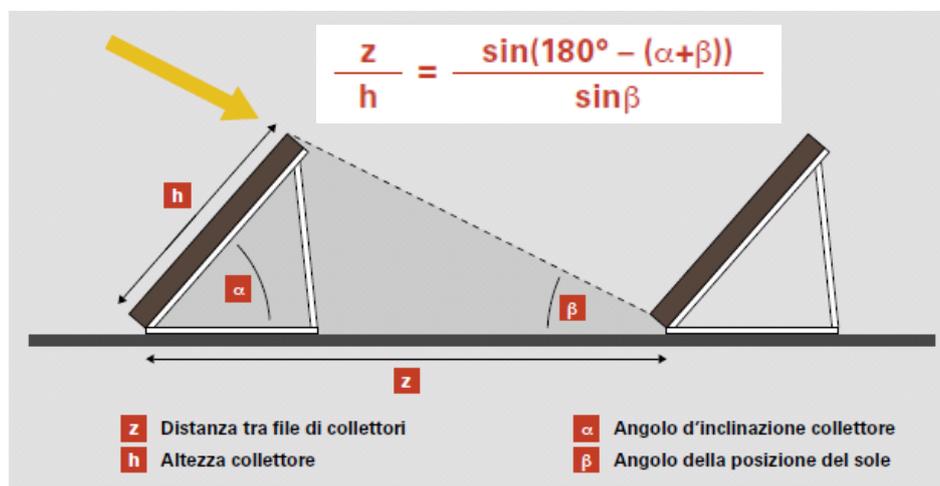


Figura 1.2.3.2: Distanza di posa fra le file in funzione degli angoli  $\alpha, \beta$  e dell'altezza  $h$  dei pannelli (tratta da [1])

Risulta utile a questo punto fare alcune considerazioni relativamente al corretto posizionamento dei collettori rispetto ai fattori di orientamento ed inclinazione. Nella figura seguente è rappresentata l'interazione dei due fattori rispetto alla superficie orizzontale.

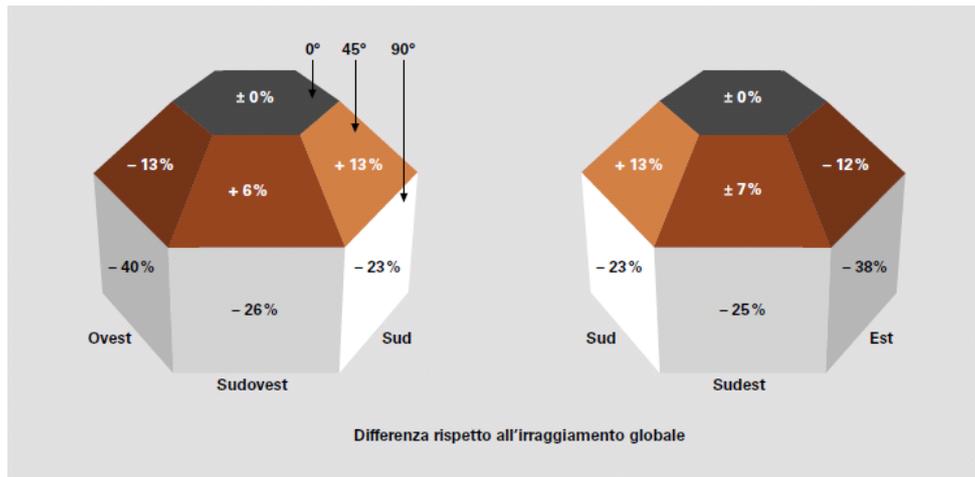


Figura 1.2.3.3: Inclinazione, orientamento e irraggiamento (tratta da [1])

Tra Sud-Est e Sud-Ovest e con angoli di inclinazione compresi tra  $25^\circ$  e  $60^\circ$  si può definire un settore in cui le rese di un impianto solare termico sono ottimali. Le differenze superiori, ad esempio per gli impianti a facciata, possono essere compensate mediante una maggiore superficie di collettori. Il diagramma indicato successivamente, denominato “Modello Perez”, analizza i due fattori di cui sopra interpolandoli in una situazione specifica. L’esempio qui analizzato è relativo ad un impianto per la produzione domestica di acqua calda sanitaria collocato ad una latitudine di  $50^\circ$  Nord.

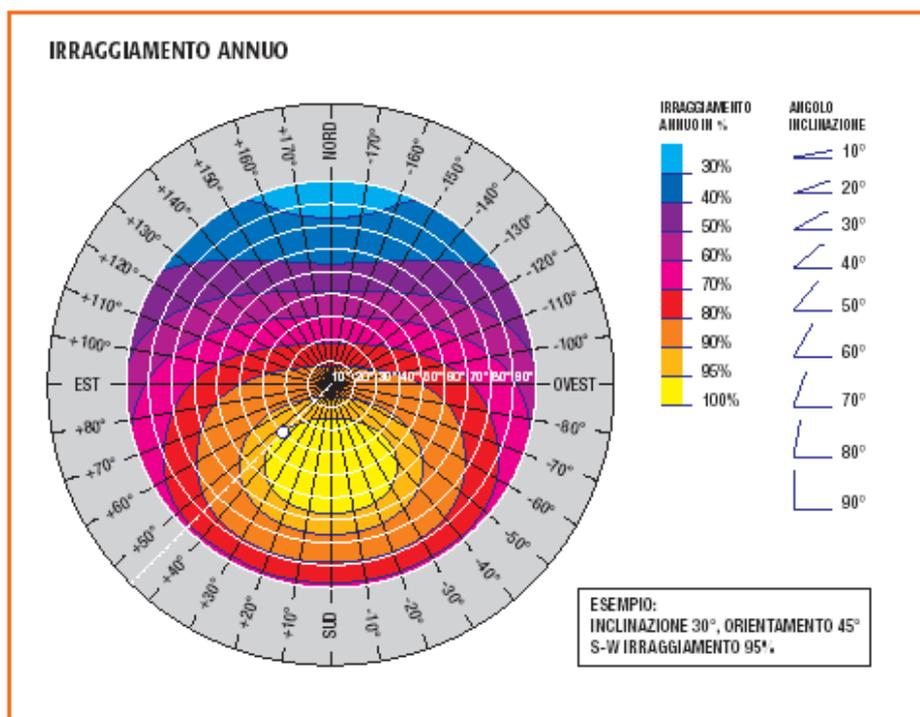


Figura 1.2.3.4: Esempio di diagramma “Modello Perez” nel caso specifico di produzione di ACS (tratta da [2])

Per questo tipo di impianto, la resa ottimale (100%) è con un orientamento a Sud (tendente leggermente a Ovest +10°) ed un'inclinazione pari a 50° ( $\alpha$ ) rispetto al piano orizzontale. Il grafico e l'esempio specifico ci forniscono comunque alcune indicazioni importanti. Possiamo rilevare infatti che con un orientamento dei pannelli da 20° Sud/Est a 40° Sud/Ovest, l'efficienza del pannello cala di solo il 5% come anche modificando l'inclinazione del pannello, da 30° a 60°, non abbiamo una modifica rilevante della resa che comprometta la potenza fornita dal pannello. Considerando il modestissimo calo di rendimento che si verifica a fronte di larghe tolleranze nel posizionamento dei pannelli (- 5%), possiamo affermare, in linea di massima, che grandi investimenti per inseguire l'installazione perfetta (inclinazione/orientamento), spesso non vengono ripagati con altrettanta efficienza.

#### **1.2.4 Fattori meteorologici**

Per quanto riguarda i fattori meteorologici bisogna affidarsi a valutazioni di tipo statistico. E' soprattutto importante conoscere la temperatura media dell'aria giornaliera e annuale per il sito in esame e la nuvolosità, che va ad influenzare la radiazione. Per quanto riguarda quest'ultima è importante distinguere tra componente diretta e diffusa, che insieme vanno a costituire la radiazione globale. Per componente diretta si intende quella dovuta ai raggi che vanno ad incidere direttamente sulla superficie captante dei collettori e che quindi dipende esclusivamente dall'orientamento e dall'inclinazione di questi e dalla posizione del Sole sull'orizzonte. La componente diffusa è invece dovuta all'azione dell'atmosfera e delle nubi che provocano una diffusione della radiazione incidente su tutta la volta celeste. Di conseguenza tale radiazione ha carattere isotropo e può essere captata in qualsiasi direzione; inoltre, va a costituire la totalità della radiazione globale in giornate di cielo coperto mentre costituisce al massimo un 15% in giornate di cielo sereno. I collettori solari termici risentono quasi esclusivamente della radiazione diretta e quindi è molto importante avere dati sulla nuvolosità del sito, ovvero sulla radiazione media incidente che si può avere nella località nell'arco dell'anno; per valutare quest'ultima si possono utilizzare raccolte statistiche (come mappe dall'Atlante Solare Europeo). Nel caso non si avessero dati distinti di radiazione diretta e diffusa, è possibile fare un modello dell'atmosfera conoscendo la radiazione globale rilevata al suolo e la radiazione incidente extraatmosferica. Con tale modello è possibile poi stabilire un andamento delle componenti diretta e diffusa durante la giornata. E' importante conoscere anche l'andamento della temperatura in una determinata località, in quanto anch'essa influenza la resa dei pannelli solari.

Dati sulla temperatura media mensile per varie località in Italia sono riportati nella norma UNI 10349. Per effettuare un calcolo raffinato sarebbe opportuno conoscere anche la velocità del vento e la sua possibile influenza sulla temperatura dei pannelli, ma dati in merito sono difficilmente reperibili.

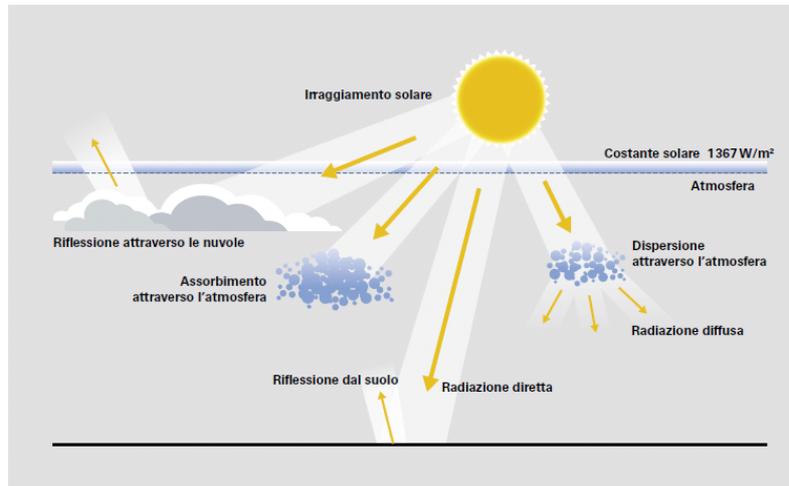


Figura 1.2.4.1: La radiazione solare (riflessa, assorbita, diffusa, diretta) (tratta da [1])

Per poter calcolare la quantità di irraggiamento solare che viene effettivamente trasformata in energia termica solare deve essere anche considerata la durata dell'irradiazione. Come energia si definisce quindi la potenza in un determinato periodo di tempo e la relativa unità di misura è il wattora (Wh). L'energia dell'irraggiamento globale viene indicata in quote giornaliere, mensili o annuali. Per esempio, l'irraggiamento giornaliero massimo sulla superficie orizzontale in Italia (Venezia) nella stagione estiva è di 9 kWh/m<sup>2</sup>, nei giorni di Sole della stagione invernale è di 4 kWh/m<sup>2</sup>.

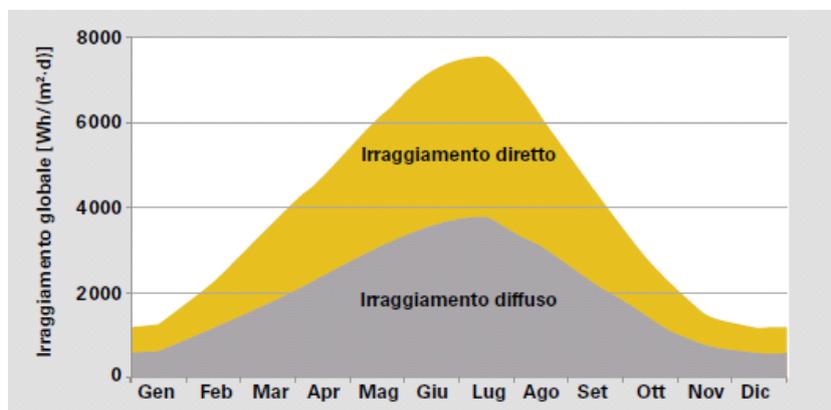


Figura 1.2.4.2: Irraggiamento in Italia su superficie orizzontale (tratta da [1])

## Capitolo 2: La trasmissione del calore

### 2.1 Generalità

Dal momento in cui si hanno due corpi a contatto che presentano temperature diverse, la temperatura del corpo più caldo diminuisce, mentre quella del corpo più freddo aumenta. Questa progressiva riduzione della differenza di temperatura deve essere ricondotta ad uno scambio di energia, scambio che perdura finché questa differenza è presente o, in altri termini, fino a quando non si raggiunge l'equilibrio termico. Quando il trasferimento di energia avviene solo a causa di una differenza (gradiente) di temperatura  $\Delta T$  e non viene compiuto nessun lavoro dalla sostanza, esso è trattato da uno specifico ramo della termodinamica; la trasmissione del calore. Questo trasferimento di energia viene espresso come quantità di calore  $q$  scambiata nell'unità di tempo  $t$ ; si tratta di un flusso di calore che prende il nome di flusso termico  $Q = q / t$  e si misura in [W]. Dal momento però che 1 W equivale ad 1 J / s,  $Q$  è definito come potenza termica.

La trasmissione del calore si realizza in tre modi (quasi sempre coesistenti):

- per *conduzione*: quando il trasferimento di calore, prodotto dal gradiente di temperatura, avviene in un corpo solido oppure in un fluido in quiete;
- per *convezione*: quando il trasferimento di calore avviene tra una superficie ed un fluido in movimento dotati di temperature diverse;
- per *irraggiamento*: quando il trasferimento di calore avviene tramite emissione di energia sotto forma di onde elettromagnetiche tra due superfici a differente temperatura (anche in assenza di un mezzo situato tra di esse).

### 2.2 Quantità di calore

La quantità di calore contenuta in un corpo in genere è definita come:

$$q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

dove:  $q$  = quantità di calore [J]

$m$  = massa del corpo [kg]

$c_p$  = capacità termica massica a pressione costante [J / ( kg · K )]

$\Delta T$  = differenza di temperatura [K] (gradi Kelvin)

Nella *tab. 2.2.1* sono indicati i valori della capacità termica massica a pressione costante relativi ad alcuni fra i più comuni elementi.

*tab. 2.2.1*

*Capacità termica  
massica*

MEZZO	$c_p$
Zinco	385
Rame	390
Acciaio	460
Alluminio	920
Aria (a pressione atmosferica)	1005
Olio	1670 ÷ 2140
Acqua	4185

## 2.3 Conduzione termica

Lo scambio termico per conduzione avviene all'interno dei corpi solidi o di strati sottili di gas e liquidi. La quantità di calore trasmessa è data da:

*scambio termico  
per conduzione*

$$q_{cond} = - \lambda \cdot A \cdot t \cdot \Delta T / \Delta x$$

dove:  $q_{cond}$  = quantità di calore trasmesso [J]

$\lambda$  = conduttività termica [W / ( m · K )]

$A$  = area perpendicolare al flusso termico [m<sup>2</sup>]

$t$  = tempo [s]

$\Delta T$  = differenza di temperatura fra i due solidi [K]

$\Delta x$  = distanza tra i due solidi [m]

In questo caso viene aggiunto il segno negativo poiché il calore si trasmette per conduzione nel verso delle temperature decrescenti e il gradiente di temperatura diventa negativo quando la temperatura diminuisce per  $x$  crescente.

Di seguito sono indicati (tab. 2.3.1) i coefficienti di conduttività termica dei solidi più comuni.

tab. 2.3.1  
Coefficiente di  
conduttività  
termica

MEZZO	$\lambda$
Aria (a pressione atmosferica)	0,025
Olio	0,170
Acqua	0,580
Acciaio	29 ÷ 58
Zinco	113
Alluminio	140 ÷ 220
Rame	145 ÷ 395

## 2.4 Convezione termica

Lo scambio termico per convezione ha luogo nei gas e nei liquidi. La quantità di calore trasmessa è funzione diretta della velocità del mezzo ed è da:

scambio termico per convezione 
$$q_{conv} = \alpha \cdot A \cdot t \cdot (T_m - T_s)$$

dove:  $q_{conv}$  = quantità di calore trasmesso [J]

$\alpha$  = coefficiente dello strato limite [ $W / (m^2 \cdot K)$ ]

$A$  = area della superficie di scambio [ $m^2$ ]

$t$  = tempo [s]

$T_m$  = temperatura del mezzo [K]

$T_s$  = temperatura della superficie [K]

In tale equazione la scelta del valore di  $\alpha$  può risultare complicata, in quanto quest'ultimo dipende da tutte le variabili che influenzano la convezione, quali la geometria della superficie, la natura del moto, le proprietà e la velocità del fluido.

La convezione è detta *convezione forzata* se il fluido è forzato a scorrere in un tubo o su una superficie da mezzi esterni quali un ventilatore, una pompa o il vento. Al contrario, la convezione è detta *convezione naturale* (o *libera*) se il moto del fluido è causato da forze ascensionali che sono indotte dalle differenze di densità dovute alla variazione di temperatura del fluido.

Esempio:            per la convezione naturale di aria  $\alpha$  varia tra  $5 \div 30$  [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ];  
                      per la convezione forzata di aria  $\alpha$  varia tra  $30 \div 300$  [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ];  
                      per la convezione forzata di acqua  $\alpha$  varia tra  $300 \div 11.000$  [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ].

E' un fenomeno più complesso della conduzione in quanto, oltre a dipendere dalle proprietà termofisiche del fluido e dalle condizioni al contorno imposte sulla superficie del solido, dipende fondamentalmente dalle caratteristiche del moto; in altri termini la convezione termica è in funzione della geometria del sistema, del tipo di moto (laminare o turbolento) e di come è generato quest'ultimo (convezione forzata o naturale). Questo significa che, oltre all'equazione dell'energia, bisogna risolvere anche l'equazione di continuità e quella della quantità di moto. La risoluzione analitica di queste equazioni è molto complessa; si ricorre, in questo caso, a metodi che utilizzano l'analisi dimensionale (numeri adimensionali) e le leggi di similitudine, associati a dati ottenuti sperimentalmente o numericamente.

## 2.4.1 Il numero di Nusselt

Un metodo per ottenere i numeri adimensionali significativi per un certo problema è quello di adimensionalizzare le equazioni che governano il fenomeno. Concentrandoci, per il momento, sul caso della convezione forzata e analizzando le equazioni della quantità di moto, di continuità e dell'energia si ricava il numero di Nusselt locale, che vale:

$$Nu_x = f(x^*, Re_x, Pr)$$

e il numero di Nusselt medio, riferito cioè a tutto il sistema, che assume l'espressione:

$$Nu = \varphi(Re, Pr)$$

dove:  $Nu$  è il numero di Nusselt;  
 $x^*$  è la posizione adimensionalizzata;  
 $Re$  è il numero di Reynolds;  
 $Pr$  è il numero di Prandtl.

Considerando, per esempio, un moto esterno dove un corpo qualunque è investito da un fluido in movimento e in cui si prende come volume di controllo la superficie del fluido a contatto con il solido, si ricava:

$$q' = h(T_p - T_\infty) = -k \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}$$

dove:  $h$  è il coefficiente convettivo;

$T_p$  è la temperatura di parete;

$T_\infty$  è la temperatura del fluido indisturbato;

$k$  è la conduttività del fluido.

Elaborando l'espressione precedente si ottiene:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = \frac{-k \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}}{\frac{T_p - T_\infty}{L_c}}$$

dove  $L_c$  è una lunghezza caratteristica della geometria considerata.

Nello scambio termico per convezione la lunghezza caratteristica è legata allo sviluppo dello strato limite; per esempio per una lastra piana è la sua lunghezza mentre per un tubo è il suo diametro. Dall'espressione precedente si vede come il numero di Nusselt rappresenti fisicamente il rapporto tra il gradiente di temperatura che si ha effettivamente a parete (e che è proporzionale allo scambio termico convettivo) e un gradiente di riferimento. In definitiva il numero di Nusselt è una misura del coefficiente convettivo.

## 2.5 Lo scambio termico per irraggiamento

Prendiamo in considerazione un corpo caldo collocato in un ambiente in cui è stato creato il vuoto (assenza di materia) le cui pareti si trovino ad una temperatura uniforme ed inferiore a quella del corpo; dopo un po' di tempo si potrà constatare che il corpo si è raffreddato ed ha raggiunto l'equilibrio termico con le pareti.

Data l'assenza di materia nello spazio tra il corpo considerato e le pareti, lo scambio termico non è avvenuto né per conduzione né per convezione, ma attraverso un altro meccanismo di trasmissione del calore che viene definito appunto irraggiamento. Spesso nelle applicazioni pratiche i tre meccanismi di trasmissione dell'energia termica hanno luogo contemporaneamente con diversa intensità; nel vuoto, invece, la trasmissione del calore può avvenire solo per irraggiamento.

I fondamenti teorici di questo tipo di fenomeni fisici furono enunciati per la prima volta da J. C. Maxwell (a fine '800), il quale ipotizzò che cariche accelerate o correnti elettriche variabili dessero luogo a campi elettrici e magnetici variabili che si propagavano nello spazio, e li chiamò onde elettromagnetiche (o radiazioni elettromagnetiche). Egli ipotizzò inoltre che essi rappresentassero l'energia emessa dalla materia in conseguenza dei cambiamenti delle configurazioni elettroniche degli atomi. In seguito fu H. Hertz che dimostrò sperimentalmente l'esistenza delle onde elettromagnetiche che trasportano energia, viaggiando alla velocità della luce. M. Planck propose poi che la radiazione elettromagnetica fosse considerata come propagazione di un insieme di pacchetti discreti di energia detti fotoni (o quanti), ciascuno caratterizzato da un'energia proporzionale alla frequenza. Infatti, come tutti i fenomeni ondulatori, anche le onde elettromagnetiche sono caratterizzate da una frequenza  $\nu$  e da una lunghezza d'onda  $\lambda$ , proprietà legate tra loro attraverso la velocità di propagazione  $c$  dalla relazione:

$$\lambda = c / \nu$$

La velocità di propagazione  $c$  per le onde elettromagnetiche dipende dal mezzo di propagazione; nel vuoto vale  $2,9976 \cdot 10^8$  m/s e tale valore è indicato con  $c_0$ . La lunghezza d'onda  $\lambda$  è misurata in  $\mu\text{m}$  ( $10^{-6}$  m) e la frequenza  $\nu$  (numero di oscillazioni nell'unità di tempo) in Hertz [Hz] (1 Hz = 1 oscillazione al secondo). Per un'onda elettromagnetica la frequenza dipende solo dalla sorgente ed è indipendente dal mezzo in cui l'onda si propaga. Vale inoltre la relazione di Planck-Einstein che, come accennato in precedenza, descrive l'energia trasportata dai fotoni di una determinata frequenza:

$$e = h \cdot \nu = h \cdot c / \lambda$$

con:  $h = 6,625 \cdot 10^{-34}$  J · s (costante di Planck).

Come si è visto, la temperatura è una misura del contenuto energetico di un corpo a livello microscopico, legato ai campi elettromagnetici atomici e molecolari.

Questi campi elettromagnetici elementari causano un'emissione energetica e tutta la materia, che si trova a temperatura superiore allo 0 K, nelle sue varie forme, emette energia elettromagnetica a diversa lunghezza d'onda. Per i gas ed i solidi semitrasparenti l'emissione è un fenomeno volumetrico, ovvero la radiazione è l'effetto di un'emissione locale che attraversa il volume. Per solidi, liquidi (e nel seguito per tutte le sostanze in generale), la radiazione verrà considerata come un fenomeno superficiale poiché originata solamente dalle molecole che si trovano ad una profondità pari approssimativamente ad 1  $\mu\text{m}$  dalla superficie esterna. Le onde elettromagnetiche di vario tipo, sebbene abbiano la stessa natura, differiscono molto nel comportamento al variare della lunghezza d'onda. Queste radiazioni coprono un campo di lunghezze d'onda estremamente ampio (da  $10^{-10}$   $\mu\text{m}$  per i raggi cosmici a  $10^{10}$   $\mu\text{m}$  per le onde elettriche di potenza) come di può vedere nella *Figura 2.5.1*. La radiazione elettromagnetica che corrisponde alla trasmissione di calore è detta radiazione termica: essa è emessa a causa dei moti vibrator e rotatori delle molecole e degli atomi di una sostanza ed è estesa in un campo di lunghezze d'onda che va da  $10^{-2}$   $\mu\text{m}$  (UltraVioletto: UV) a  $10^2$   $\mu\text{m}$  (Infrarosso). In tale campo è anche compresa la parte visibile dello spettro, che risulta così suddiviso:

$0,38 \div 0,45 \mu\text{m}$  [violetto]

$0,45 \div 0,50 \mu\text{m}$  [blu]

$0,50 \div 0,57 \mu\text{m}$  [verde]

$0,57 \div 0,59 \mu\text{m}$  [giallo]

$0,59 \div 0,61 \mu\text{m}$  [arancio]

$0,61 \div 0,76 \mu\text{m}$  [rosso]

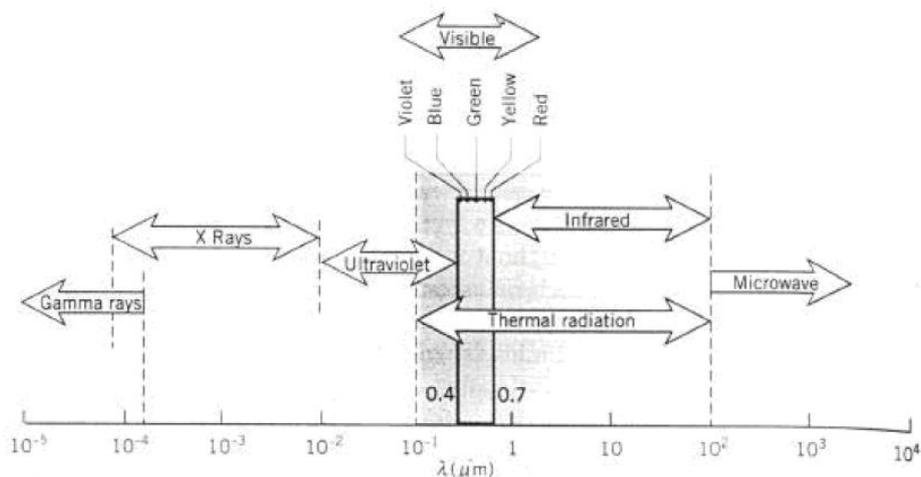


Figura 2.5.1: Campo delle onde elettromagnetiche (tratta da [3])

La radiazione emessa da corpi a temperatura ambiente si colloca nel campo dell'infrarosso ovvero a lunghezze d'onda comprese tra 0,76 e 100  $\mu\text{m}$ ; solo oltre gli 800 K, i corpi iniziano ad emettere nel campo di lunghezze del visibile (il filamento di Tungsteno di una lampadina ad incandescenza deve essere riscaldato a temperature di oltre 2000 K prima di divenire visibile). La radiazione ultravioletta, dannosa per i microrganismi e per gli esseri viventi in genere, occupa il campo delle basse lunghezze d'onda, comprese tra 0,01  $\mu\text{m}$  e 0,38  $\mu\text{m}$ . Lo strato di Ozono ( $\text{O}_3$ ) atmosferico funge da scudo protettivo contro i raggi UV provenienti dal sole, assorbendone la maggior parte.

## 2.5.1 L'emissione di un corpo

In generale la radiazione emessa da una superficie può essere descritta in termini di direzione e di spettro (lunghezza d'onda). Si consideri l'emissione in una determinata direzione di un elemento infinitesimo di area  $dA$  (*Figura 2.5.1.1*); la direzione può essere specificata relativamente alla normale alla superficie in termini angolari con gli angoli zenitale  $\theta$  e azimutale  $\varphi$ . E' possibile poi considerare una superficie infinitesima  $dA_n$  normale alla direzione considerata la quale sottende un angolo solido  $d\omega$  quando viene "vista" da  $dA$ . Ora è possibile descrivere tale angolo ricorrendo alla nota definizione di angolo solido:

$$d\omega = \frac{dA_n}{r^2}$$

con:  $r$  = distanza tra  $dA_n$  e  $dA$

Se pensiamo alla superficie  $dA_n$  come elemento infinitesimo di una superficie sferica, essa può essere riscritta come:

$$dA_n = r^2 \cdot \sin \theta \cdot d\theta \cdot d\varphi$$

Ne segue che l'angolo solido  $d\omega$  può essere descritto come:

$$d\omega = \sin \theta \cdot d\theta \cdot d\varphi$$

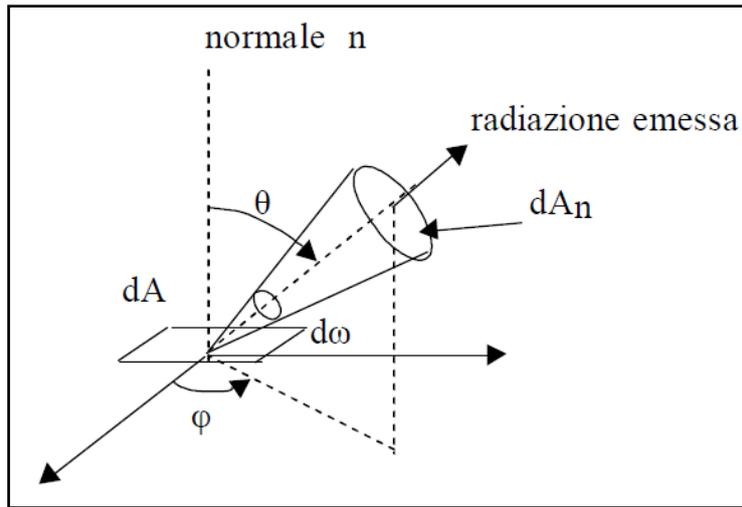


Figura 2.5.1.1: Descrizione direzionale della radiazione (tratta da [3])

Consideriamo ora la radiazione che emessa in  $dA$  attraverso  $dA_n$  nella direzione considerata. Si definisce come intensità di emissione monocromatica  $I_{\lambda,\theta}$  [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{sr} \cdot \mu\text{m})$ ] la potenza radiante emessa alla lunghezza d'onda  $\lambda$  nella direzione  $(\theta, \varphi)$  per unità di area emittente normale alla direzione considerata ( $dA \cdot \cos\theta$ ), per unità di angolo solido  $d\omega$  e per unità di intervallo  $d\lambda$  di lunghezza d'onda attorno al valore  $\lambda$  considerato. Si noti che l'area considerata (Figura 2.5.2.1) varrà  $dA \cdot \cos\theta$ . Detta  $dq$  la potenza irradiata, la definizione di  $I_{\lambda,\theta}$  sarà pertanto:

$$I_{\lambda,\theta} = \frac{dq}{dA \cdot \cos\theta \cdot d\omega \cdot d\lambda}$$

Di tale grandezza è possibile fare una valutazione in termini globali. Riferendosi cioè ad una determinata lunghezza d'onda  $\lambda$  è possibile determinare la potenza radiante globale emessa in tutte le direzioni del semispazio. Si definisce pertanto un'ulteriore grandezza, ovvero l'emissione monocromatica emisferica  $e_\lambda$  [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$ ], definita come la potenza termica emessa per unità di area emittente ( $dA$ ) e per intervallo di lunghezza d'onda  $d\lambda$  attorno al valore  $\lambda$  considerato. E' possibile definire  $e_\lambda$  e considerando come tale grandezza possa essere calcolata dalla conoscenza della grandezza  $I_{\lambda,\theta}$  grazie ad una integrazione estesa al semispazio (semisfera) verso cui la superficie  $dA$  considerata emette radiazioni., si ottiene:

$$e_\lambda = \int_{2\pi} I_{\lambda,\theta} d\omega$$

Se  $I_{\lambda,\theta}$  è indipendente dalla direzione si avrà:

$$e_{\lambda} = I_{\lambda,\theta} \int_{2\pi} d\omega = \pi \cdot I_{\lambda,\theta}$$

Si ricordi che gli angoli azimutale  $\varphi$  e zenitale  $\theta$  possono variare entro i seguenti limiti:

$$0 \leq \theta \leq 2\pi$$

$$0 \leq \theta \leq \pi/2$$

Infine è possibile definire l'emissione totale  $E$  [ $\text{W} / (\text{m}^2)$ ] come la totale potenza emessa per unità di area (per tutte le lunghezze d'onda e per tutte le direzioni):

$$E = \int_0^{\infty} \left( \int_{2\pi} I_{\lambda,\theta} d\omega \right) \cdot d\lambda = \int_0^{\infty} e_{\lambda} d\lambda$$

## 2.5.2 L'irradiazione di un corpo

Le grandezze sopra citate ci permettono di definire i parametri fondamentali per lo studio dell'emissione di un corpo. In tal modo è possibile scegliere grandezze analoghe che riguardino la potenza termica incidente su una superficie (irradiazione); una di queste è l'intensità di irradiazione monocromatica  $g_{\lambda,\theta}$  [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{sr} \cdot \mu\text{m})$ ], definita come la potenza radiante alla lunghezza d'onda  $\lambda$  incidente nella direzione  $(\theta, \Phi)$  per unità di area ricevente normale alla direzione considerata, per unità di angolo solido e per unità di intervallo  $d\lambda$  di lunghezza d'onda attorno al valore  $\lambda$  considerato. Detta  $dq$  la potenza irradiata, la definizione di  $g_{\lambda,\theta}$  sarà pertanto:

$$g_{\lambda,\theta} = \frac{dq}{dA \cdot \cos \theta \cdot d\omega \cdot d\lambda}$$

L'irradiazione monocromatica emisferica  $g_{\lambda}$  [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$ ] corrisponde alla potenza termica incidente per unità di area per intervallo di lunghezza d'onda  $d\lambda$  attorno al valore  $\lambda$  considerato. E' possibile ottenere  $g_{\lambda}$  considerando come tale grandezza possa essere calcolata dalla conoscenza della grandezza  $g_{\lambda,\theta}$  grazie ad una integrazione estesa al semispazio (semisfera) verso cui la superficie  $dA$  considerata emette radiazioni. Ovvero:

$$g_{\lambda} = \int_{2\pi} g_{\lambda,\theta} d\omega$$

Infine è possibile definire l'irradiazione totale  $G$  [ $\text{W} / \text{m}^2$ ] come la totale potenza incidente per unità di area (per tutte le lunghezze d'onda e per tutte le direzioni):

$$G = \int_0^{\infty} \left( \int_{2\pi} g_{\lambda,\theta} d\omega \right) \cdot d\lambda = \int_0^{\infty} g_{\lambda} d\lambda$$

### 2.5.3 Il comportamento delle superfici

In termini del tutto generali si può affermare che la radiazione incidente su di una superficie in parte viene riflessa, in parte assorbita e infine in parte viene trasmessa (vedi *Figura 2.5.3.1*). Valutando le percentuali di potenza radiante trasmessa  $G_{tras}$ , riflessa  $G_{rif}$  ed assorbita  $G_{ass}$  rispetto a quella incidente  $G$ , è possibile definire le seguenti grandezze:

- Coefficiente di assorbimento [a] -  $G_{ass} / G$
- Coefficiente di riflessione [r] -  $G_{rif} / G$
- Coefficiente di trasmissione [t] -  $G_{tras} / G$

Inoltre per il principio di conservazione dell'energia si ha:

$$G_{ass} + G_{rif} + G_{tras} = G$$

E quindi:

$$a + r + t = 1$$

Le definizioni precedenti valgono per le proprietà totali emisferiche intendendo cioè per tutte le lunghezze d'onda e per tutte le direzioni. Identiche grandezze sono definibili anche per una determinata lunghezza d'onda  $\lambda$  e per tutte le direzioni, come pure per una determinata direzione  $\theta$  e per tutte le lunghezze d'onda e, infine, per una data direzione  $\theta$  e per una data lunghezza d'onda  $\lambda$ . Per esempio, per quanto riguarda l'assorbimento, si possono definire:

$a_{\lambda,\theta}$  = assorbimento monocromatico direzionale

$$a_{\lambda,\theta} = \frac{g_{\lambda,\theta,ass}}{g_{\lambda,\theta}}$$

$a_\lambda$  = assorbimento monocromatico emisferico

$$a_\lambda = \frac{g_{\lambda,ass}}{g_\lambda}$$

$a_\theta$  = assorbimento direzionale globale

$$a_\theta = \frac{\int_0^\infty g_{\lambda,\theta,ass} d\lambda}{\int_0^\infty g_{\lambda,\theta} d\lambda}$$

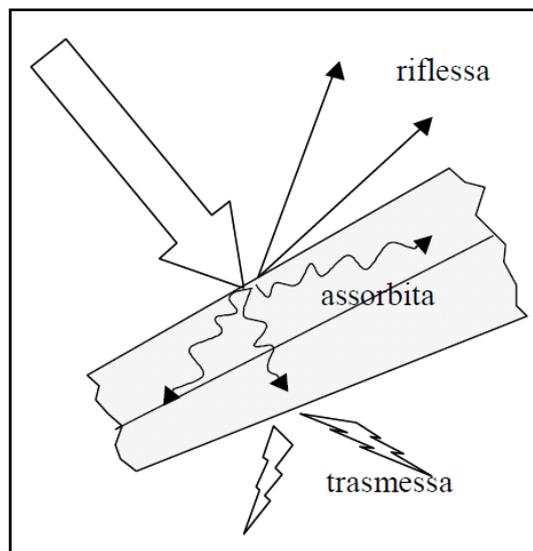


Figura 2.5.3.1: Assorbimento, riflessione e trasmissione della potenza irradiata (tratta da [3])

Identici parametri, che come si può notare possono variare tra 0 ed 1, sono ricavabili anche per la riflessione e la trasmissione. Considerando il comportamento reale dei materiali si ha che, ad esempio, per superfici opache (muratura)  $t = 0$  e per gas mono e poli-atomici a molecole simmetriche formate da atomi uguali (praticamente trasparenti)  $a = r = 0$ . Tale è il caso di azoto ( $N_2$ ), elio (He) e idrogeno ( $H_2$ ) mentre altri gas presentano un marcato assorbimento per un determinato intervallo di lunghezze d'onda (es. il vapore acqueo, l'anidride carbonica,...). Per quanto riguarda la radiazione riflessa, le sostanze si comportano in maniera assai diversificata; si può avere:

- riflessione speculare: la radiazione viene riflessa in modo che l'angolo di riflessione rispetto alla normale sia uguale a se stesso;
- riflessione irregolare: quando la riflessione varia nello spazio per intensità e per direzione;
- riflessione diffusa: il corpo riflette la radiazione incidente in modo che essa si ripartisca uniformemente in tutte le direzioni.

La Figura 2.5.3.2 riporta le modalità di riflessione descritte.

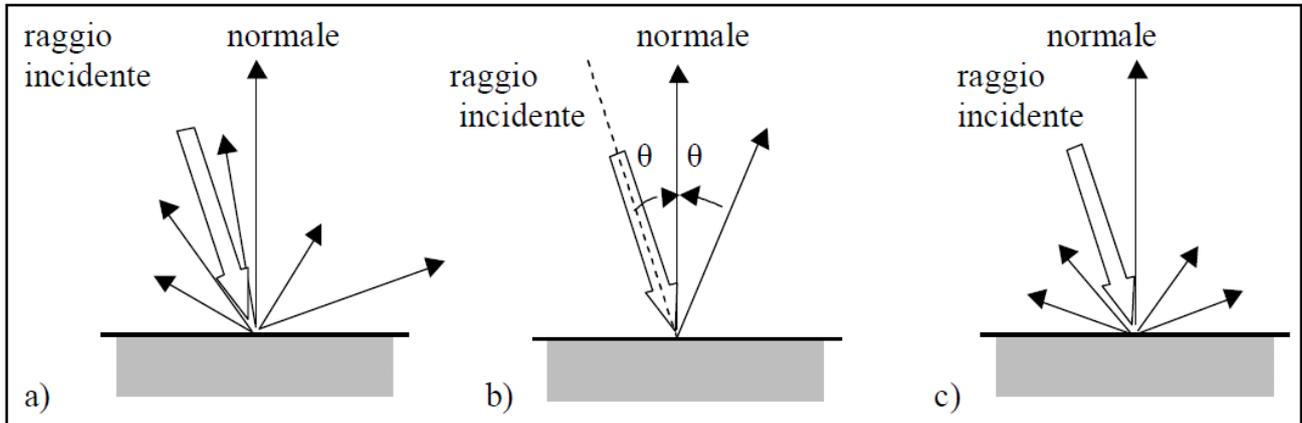


Figura 2.5.3.2 a) Riflessione irregolare b) Riflessione speculare c) Riflessione diffusa (tratta da [3])

## 2.5.4 La radiosità

A questo punto è possibile definire anche l'ultima grandezza che interessa un campo radiante: la radiosità. Tale grandezza considera la totalità della potenza termica che lascia una superficie e che, dalle definizioni date, non può che essere la somma della radiazione emessa e di quella riflessa dalla superficie considerata. Detta  $dq$  la potenza globale sopra indicata, è possibile definire la radiosità monocromatica direzionale  $b_{\lambda,\theta}$  come:

$$b_{\lambda,\theta} = \frac{dq}{dA \cdot \cos \theta \cdot d\omega \cdot d\lambda}$$

La radiosità monocromatica emisferica  $b_\lambda$  [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$ ] è definita come la potenza termica che lascia l'unità di area per intervallo di lunghezza d'onda  $d\lambda$  attorno al valore  $\lambda$  considerato. E' possibile definire  $b_\lambda$  considerando come tale grandezza possa essere calcolata dalla conoscenza della grandezza  $b_{\lambda,\theta}$  grazie ad una integrazione estesa al semispazio (semisfera) verso cui la superficie  $dA$  considerata emette radiazioni. Ovvero:

$$b_\lambda = \int_{2\pi} b_{\lambda,\theta} d\omega$$

Infine è possibile definire l'irradiazione totale  $B$  [ $\text{W} / \text{m}^2$ ] come la totale potenza irradiata per unità di area a tutte le lunghezze d'onda ed in tutte le direzioni:

$$B = \int_0^\infty \left( \int_{2\pi} b_{\lambda,\theta} d\omega \right) \cdot d\lambda = \int_0^\infty b_\lambda d\lambda$$

## 2.5.5 Il corpo nero e il corpo reale

Per meglio comprendere il comportamento dei corpi rispetto allo scambio termico per radiazione si è ricorsi all'elaborazione di un modello, ovvero alla definizione di un corpo ideale che viene denominato corpo nero e che possiede le seguenti proprietà:

- assorbe tutta la radiazione incidente a qualsiasi lunghezza d'onda;
- fissate temperatura e lunghezza d'onda, emette più energia di qualsiasi altro corpo;
- emette in modo uniforme in ogni direzione.

Pertanto un corpo nero è un perfetto emettitore ed assorbitore di radiazioni poiché emette la massima radiazione per ogni temperatura e lunghezza d'onda ed assorbe tutta la radiazione incidente su di esso indipendentemente da direzione e lunghezza d'onda. Una cavità di forma irregolare dotata di un'apertura verso l'esterno di dimensioni medie molto piccole rispetto al diametro medio della cavità stessa costituisce una buona approssimazione del corpo nero. Tutta la radiazione incidente sull'apertura viene ripetutamente riflessa (ed assorbita) all'interno della cavità senza che nessuna frazione di essa riesca a fuoriuscire. Tra i corpi esistenti in natura un manto di neve soffice, per le lunghezze d'onda dell'infrarosso, è da considerarsi un assorbitore perfetto.

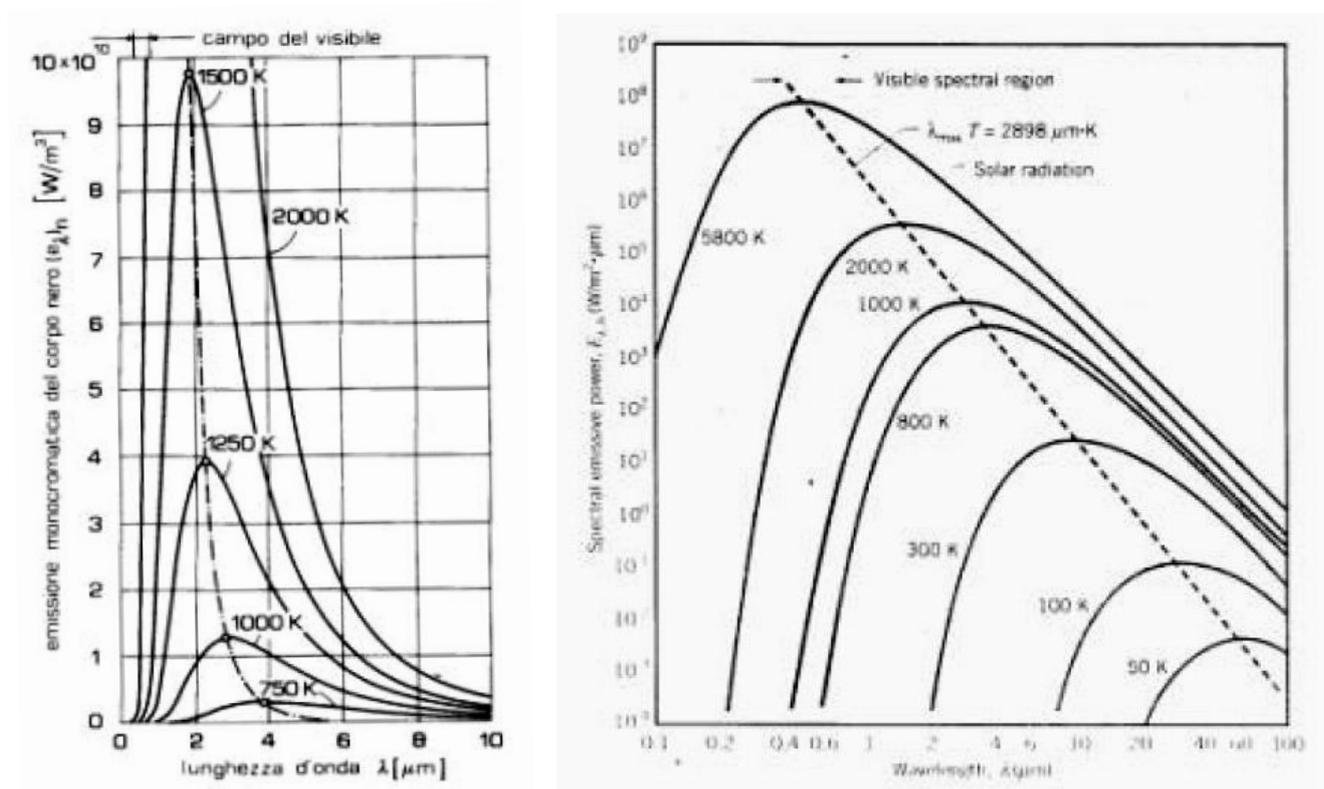


Figure 2.5.5.1: Spettro di emissione di un corpo nero  $e_{\lambda}$  (nel diagramma a sinistra la scala delle ascisse è lineare mentre in quello in basso è logaritmica) (tratte da [3],[4])

Il modello radioattivo costituito dal corpo nero è utile alla trattazione dei corpi reali. Nota infatti l'emissione di un corpo nero, è possibile ricondurre l'emissione di un corpo reale a quella del corpo nero; ovviamente tale emissione sarà una frazione di quest'ultima. Si definisce emissività del corpo la grandezza:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_n}$$

dove:  $E$  = emissione globale del corpo [ $\text{W} / \text{m}^2$ ];

$E_n$  = emissione globale del corpo nero alla stessa temperatura [ $\text{W} / \text{m}^2$ ].

E' possibile definire anche l'emissività monocromatica direzionale  $\varepsilon_{\lambda,\theta}$  come:

$$\varepsilon_{\lambda,\theta} = \frac{i_{\lambda,\theta}}{i_{\lambda,\theta,n}}$$

dove:  $i_{\lambda,\theta}$  = emissione monocromatica direzionale del corpo [ $\text{W} / (\mu\text{m} \cdot \text{sr} \cdot \text{m}^2)$ ];

$i_{\lambda,\theta,n}$  = emissione monocromatica direzionale del corpo nero  
alla stessa temperatura [ $\text{W} / (\mu\text{m} \cdot \text{sr} \cdot \text{m}^2)$ ].

Come evidenziato più volte, lo scambio termico per irraggiamento dipende dalla lunghezza d'onda, dalla direzione e dalla temperatura; nelle applicazioni pratiche si utilizza generalmente però l'approssimazione secondo cui le superfici emittenti, o comunque comprese in un campo radiante, emettono in maniera perfettamente diffusa (ovvero la radiazione emessa non dipende dalla direzione). Inoltre, le proprietà dei materiali (assorbimento, riflessione e trasmissione) sono considerate indipendenti dalla lunghezza d'onda. Tali superfici sono dette corpi grigi.

In sostanza è possibile considerare i seguenti casi:

- superficie reale  $\varepsilon_{\lambda,\theta}$  : non è costante né al variare della direzione  $\theta$  né al variare della lunghezza d'onda  $\lambda$ ;
- superficie diffondente  $\varepsilon_\theta$  : costante al variare della direzione;
- superficie grigia  $\varepsilon_\lambda, \varepsilon_\theta$  : costanti (l'emissività non dipende né dalla lunghezza d'onda né dalla direzione);
- superficie nera  $\varepsilon = 1$  : sempre.

Per un corpo grigio, le cui proprietà non dipendono dalla direzione e dalla lunghezza d'onda, è possibile scrivere che:

$$a_\lambda = a$$

$$\varepsilon_\lambda = \varepsilon$$

$$t_\lambda = t$$

Le Figure 2.5.5.2 e 2.5.5.3 permettono il confronto tra le emissività e gli spettri di emissione di diverse superfici.

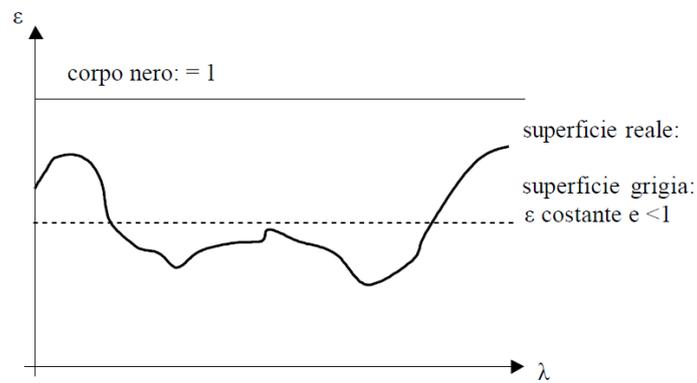


Figura 2.5.5.2: Confronto delle emissività di diversi tipi di superficie (tratta da [4])

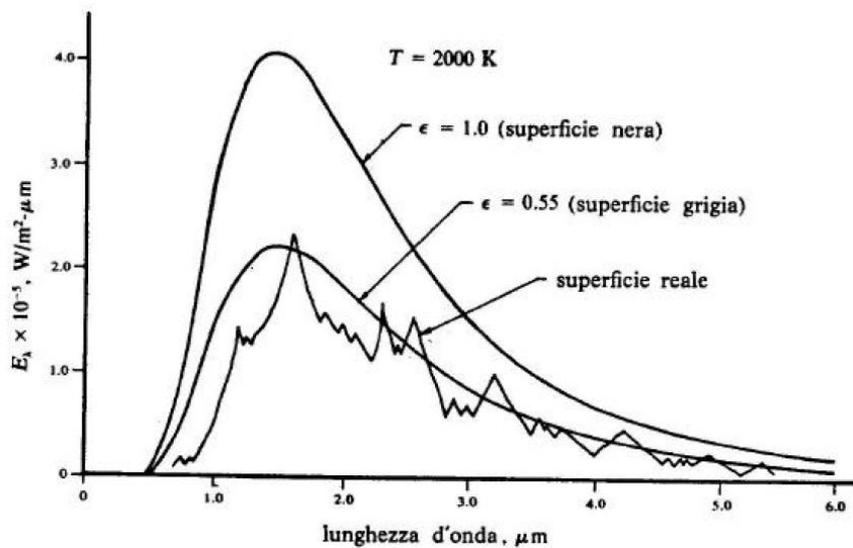


Figura 2.5.5.3: Confronto degli spettri di emissione di diversi tipi di superficie (tratta da [3])

## Capitolo 3: I pannelli solari termici

Un pannello solare termico trasforma la radiazione solare in calore e si distingue così da un pannello fotovoltaico, che trasforma la luce del Sole in corrente elettrica. Il principio che governa il sistema è quello dell'effetto serra; il fenomeno si ha grazie ad un elemento captatore (assorbitore), in grado di assorbire la maggior quantità di energia solare, ed una copertura trasparente, in grado di contenerne l'effetto di re-irraggiamento. L'energia solare, infatti, arriva alla piastra assorbente attraverso il vetro posto sopra di essa con una radiazione di lunghezza d'onda inferiore ai  $3 \mu\text{m}$  e viene in parte assorbita ed in parte riflessa, con radiazioni di lunghezza d'onda superiore.

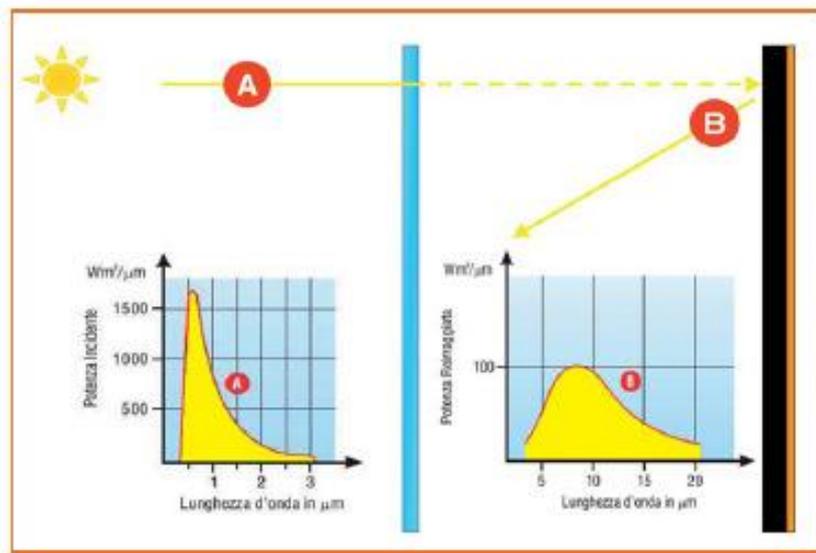


Figura 3.1: A) Lunghezza d'onda della radiazione incidente sul captatore al variare della sua potenza  
B) Lunghezza d'onda delle radiazioni riflesse dalla superficie captante  
(tratta da [2])

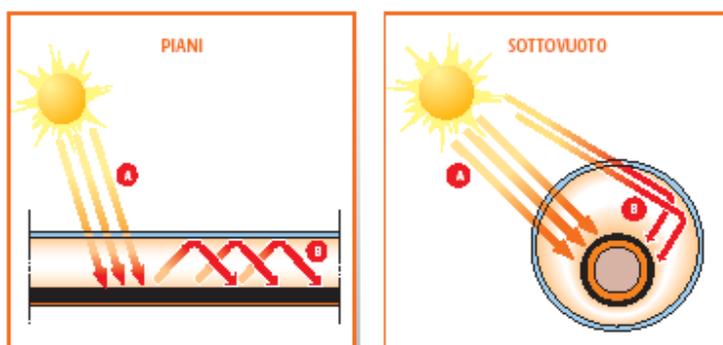


Figura 3.2: Principio di captazione dei pannelli (tratta da [2])

La superficie assorbente, trovandosi ad una temperatura nettamente inferiore a quella del Sole, emette radiazioni di lunghezza d'onda superiori che si collocano nella zona dell'infrarosso termico. La copertura del pannello risulta opaca a queste lunghezze d'onda, che pertanto non riescono ad attraversarla, rimanendo imprigionate all'interno del sistema aumentandone sensibilmente la temperatura favorendo in tal modo l'utilizzo dell'energia radiante. Il diagramma sotto riportato indica, appunto, questa caratteristica per una copertura in vetro. La trasmittanza ( $\tau$ ), ovvero la capacità del vetro di essere trasparente alle radiazioni solari, è massima fino a valori d'onda di 2.5 - 3  $\mu\text{m}$ , mentre per valori superiori diventa praticamente opaco, impedendo alla radiazione di attraversarlo.

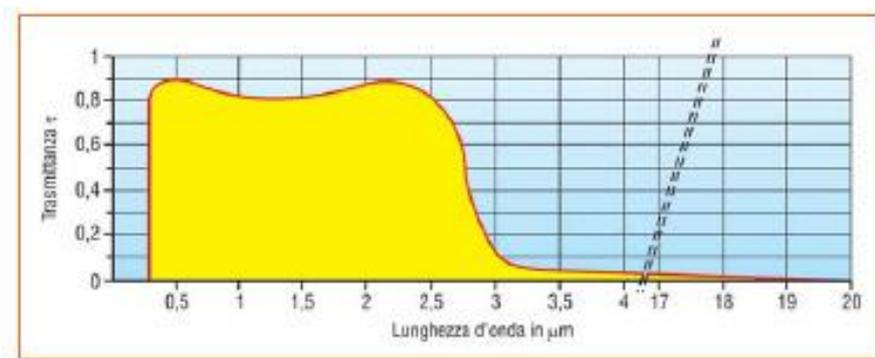


Figura 3.3: Trasmittanza per una copertura in vetro (tratta da [2])

Se ne deduce che un buon pannello solare termico dovrà essere caratterizzato da un sistema di captazione ad elevato assorbimento e bassa emissività, con un sistema di copertura il più possibile trasparente alle radiazioni con lunghezza d'onde inferiori ai 3  $\mu\text{m}$  ed opaco per onde di lunghezza superiore. Fondamentale risulta quindi l'efficienza, definita come rapporto tra l'energia termica utile e quella solare incidente. Essa dipende dalle caratteristiche dell'elemento captante, la qualità della copertura e la capacità dell'isolante di limitare le perdite per conduzione e convezione.

### 3.1 Collettori

I collettori solari possono essere suddivisi principalmente in due tipologie costruttive:

- collettori solari piani (vetrati e non vetrati);
- collettori solari a tubi sottovuoto.

Il collettore piano è il sistema più utilizzato per ottenere basse temperature (comprese fra i 50 °C e i 90 °C), che si hanno facendo riscaldare al Sole superfici piane. Questo è costituito da:

- una lastra trasparente di vetro (se si tratta di pannelli vetrati), che fa passare le radiazioni in arrivo e blocca quelle in uscita;
- un assorbitore - generalmente di rame, poiché buon conduttore di calore - in cui sono ricavati alcuni canali dove circola acqua o aria (nel caso del collettore piano vetrato ad aria): il Sole, scaldando questi canali, trasmette calore al loro interno;
- un isolante termico, che impedisce la dispersione di calore.



*Figura 3.1.1: Collettore solare piano (vetrato e non vetrato)*

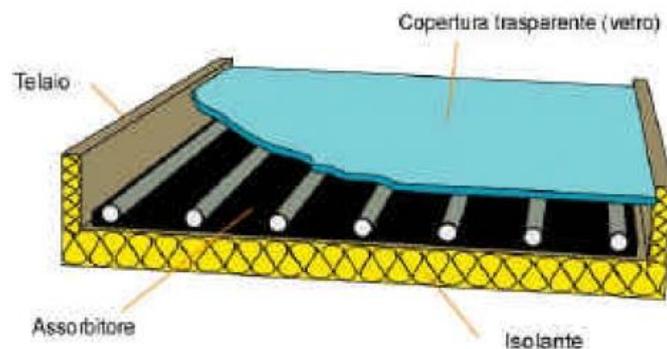
I collettori piani vetrati sono caratterizzati dalla presenza di una lastra di vetro che protegge il radiatore interno; la sua trasparenza consente alla luce di entrare nella parte interna del collettore dove i raggi infrarossi sono trattenuti per agevolare il riscaldamento del liquido collegato con il serbatoio dell'acqua. La capacità di un collettore di trattenere i raggi infrarossi determina in modo diretto il suo rendimento, così come la distanza tra il pannello e il serbatoio può influire sul rendimento del sistema per via della dispersione di calore durante il percorso. Per ottenere il massimo rendimento e, nel caso in cui l'area dove è collocato il sistema goda di buona insolazione, è consigliabile optare per i pannelli solari integrati, dotati cioè di serbatoio di accumulo integrato con il collettore stesso. I collettori solari piani vetrati hanno un rendimento leggermente inferiore ai non vetrati in condizioni ottimali ma in condizioni meno favorevoli hanno un rendimento decisamente più alto arrivando a produrre acqua calda per uso sanitario circa da marzo a ottobre.

I collettori piani non vetrati (o scoperti) sono privi di vetro; hanno il vantaggio di essere poco costosi e di avere un ottimo rendimento in condizioni ottimali di irraggiamento quando la temperatura esterna è alta. A causa della mancanza dell'isolamento il loro rendimento diminuisce rapidamente all'allontanarsi dalle condizioni ottimali. Il limite di questi collettori è che, non essendo coibentati, funzionano con una temperatura ambiente di almeno 20 °C (al di sotto il bilancio tra energia accumulata ed energia dispersa è sfavorevole) e la temperatura massima dell'acqua non supera i 40 °C.

I collettori solari a tubi sottovuoto offrono rendimenti superiori rispetto ai collettori solari vetrati. I tubi di vetro sottovuoto che li compongono impediscono la cessione e la dispersione del calore; sono pertanto indicati per garantire buone prestazioni anche in condizioni climatiche molto rigide. Il costo di questi collettori è però superiore a quello dei collettori solari vetrati. Esistono principalmente due tipi di collettori a tubi sottovuoto, quelli contenenti un tubo ad U in cui circola direttamente il liquido che assorbe il calore e quelli con tecnica heatpipe, che contengono un tubo in rame chiuso alle estremità contenente un liquido in bassa pressione che evapora riscaldandosi e si condensa nella parte alta del tubo cedendo il calore all'acqua sovrastante.

### 3.1.1 Superficie captante (o assorbitore)

L'elemento principale dei collettori è l'assorbitore, la cui funzione è quella di assorbire la radiazione solare incidente ad onde corte e di trasformarla in calore (trasformazione fototermica). Solitamente è composto da un metallo con buona capacità di condurre il calore (per esempio il rame). Nella *Figura 3.1.1.2* sono indicate le diverse forme dei collettori solari termici.



*Figura 3.1.1.1: Struttura di un collettore solare piano (tratta da [5])*

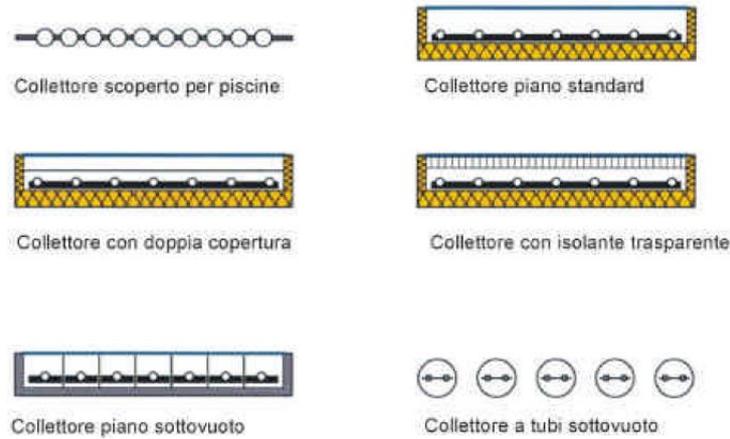


Figura 3.1.1.2: Forme dei collettori solari termici (tratta da [5])

Al giorno d'oggi nella maggior parte dei collettori piani o a tubi sottovuoto vengono impiegati assorbitori dotati di uno strato selettivo, che determina un alto grado di assorbimento ( $> 0,95$ ) nel range delle lunghezze d'onda della radiazione solare e contemporaneamente irradiano poca energia, grazie a un basso fattore di emissività ( $< 0,1$ ) nelle lunghezze d'onda della radiazione termica. Gli strati selettivi possono essere ottenuti con procedimento galvanico (cromo, alluminio con pigmentazione al nickel) oppure lo strato dell'assorbitore viene vaporizzato sul materiale di supporto (cosiddetti "strati blu"). Un buon contatto termico tra l'assorbitore e il fluido termovettore in circolazione (per esempio acqua, glicole oppure aria) permette la cessione del calore a quest'ultimo e di conseguenza il trasporto del calore fuori dal collettore.

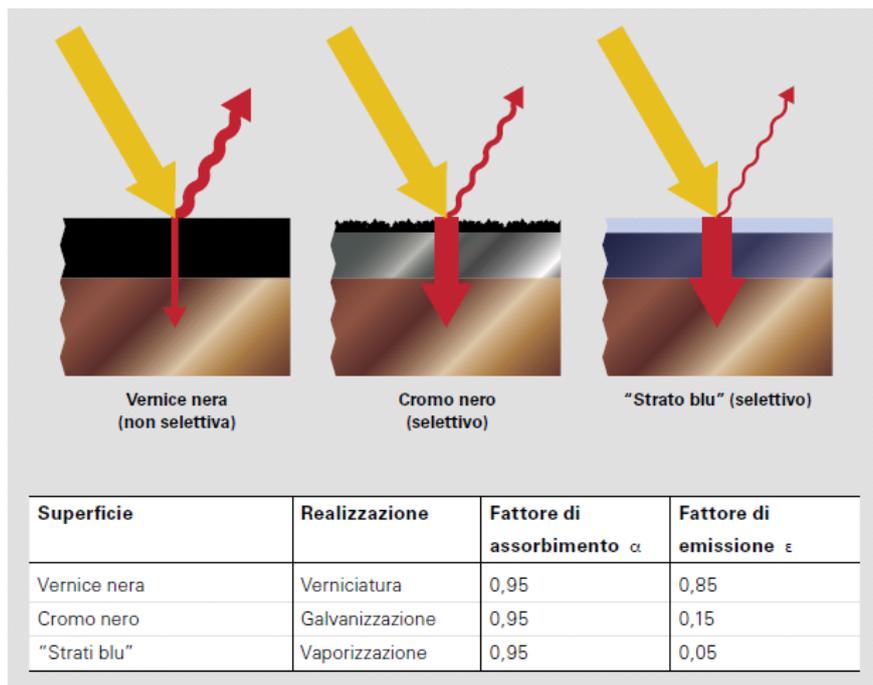


Figura 3.1.1.3: Rivestimenti dell'assorbitore (tratta da [1])

Nei collettori solari piani l'assorbitore può essere costituito da strisce di lamiera o da una superficie unica. L'assorbitore della prima tipologia è costituito da strisce assorbenti sotto le quali è stato saldato un tubo diritto. Il circuito idraulico dell'assorbitore a strisce è necessariamente ad arpa (*Fig. 3.1.1.4-A*). Nell'assorbitore a superficie piena, il tubo può essere saldato, oltre che ad arpa, anche a forma di meandro sull'intera superficie di assorbimento (*Fig. 3.1.1.4-B*).

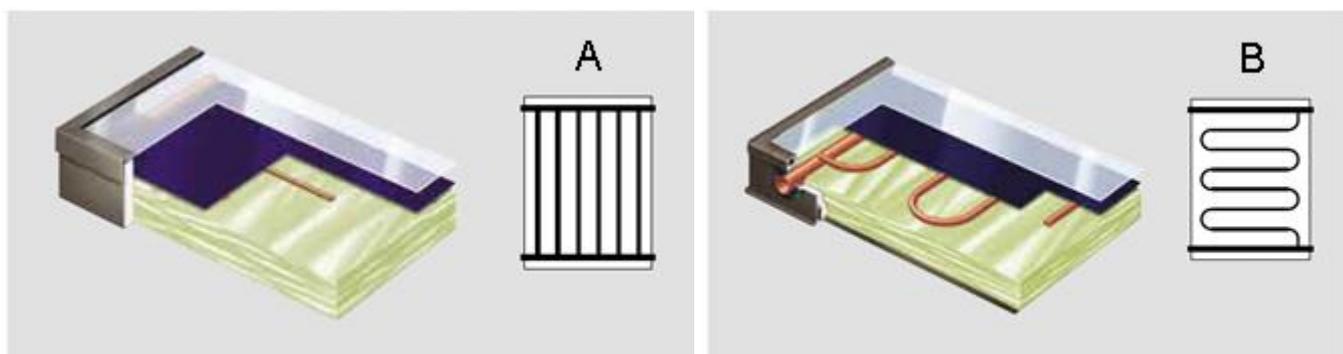


Figure 3.1.1.4: Tubi di assorbimento ad arpa (A) e a forma di meandro (B) (tratte da [1])

In condizioni di funzionamento usuali i collettori con assorbitore ad arpa hanno una perdita di carico ridotta, ma nascondono il rischio di un flusso irregolare. Gli assorbitori a forma di meandro garantiscono un prelievo sicuro del calore prodotto poiché il fluido scorre esclusivamente attraverso un unico tubo. Negli impianti di piccole dimensioni questa differenza non è rilevante in fase di progettazione, mentre per campi di collettori più grandi e più complessi si deve fare attenzione a queste differenze. Nel caso di collettori solari a tubi sottovuoto, l'assorbitore è costituito da una striscia piana di lamiera con un tubo di assorbimento saldato. Nei tubi a flusso diretto viene impiegato un tubo coassiale. Nel tubo interno il termovettore viene condotto dal ritorno solare verso i tubi; il fluido viene poi ricondotto attraverso il tubo saldato all'esterno dell'assorbitore e viene riscaldato. Con l'heatpipe si impiega un unico tubo chiuso all'estremità inferiore.

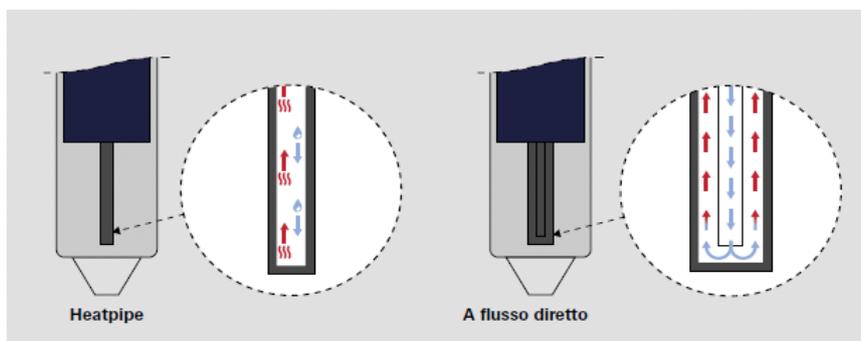


Figura 3.1.1.5: Tubi di assorbimento nella tecnica heatpipe e a flusso diretto (tratta da [1])

Per i collettori vengono utilizzati tre diversi dati come grandezze di riferimento per i dati di potenza o di resa:

- Superficie lorda del collettore: si ricava dal prodotto di lunghezza x larghezza, misurate lungo le dimensioni esterne del collettore. La superficie lorda dei collettori non è significativa per la potenza dei pannelli né per la loro valutazione, ma è importante per la progettazione del montaggio e delle superfici del tetto necessarie.
- Superficie di assorbimento: si riferisce esclusivamente all'assorbitore. Negli assorbitori a strisce piane non vengono calcolate le sovrapposizioni delle singole strisce poiché i settori nascosti non fanno parte della superficie attiva. Negli assorbitori cilindrici conta invece l'intera superficie, anche se qui determinati settori della piastra assorbente non sono mai sottoposti alla luce diretta del sole.
- Superficie di apertura: si intende la proiezione della superficie attraverso cui può filtrare la radiazione solare. Nel collettore solare piano la superficie di apertura è il settore visibile della lastra di vetro, quindi il settore all'interno del telaio del collettore attraverso cui la luce può giungere all'assorbitore. Nei collettori solari a tubi sottovuoto, con assorbitore sia piano che cilindrico senza superfici riflettenti la superficie di apertura è definita come la somma delle sezioni longitudinali di tutti i tubi di vetro.

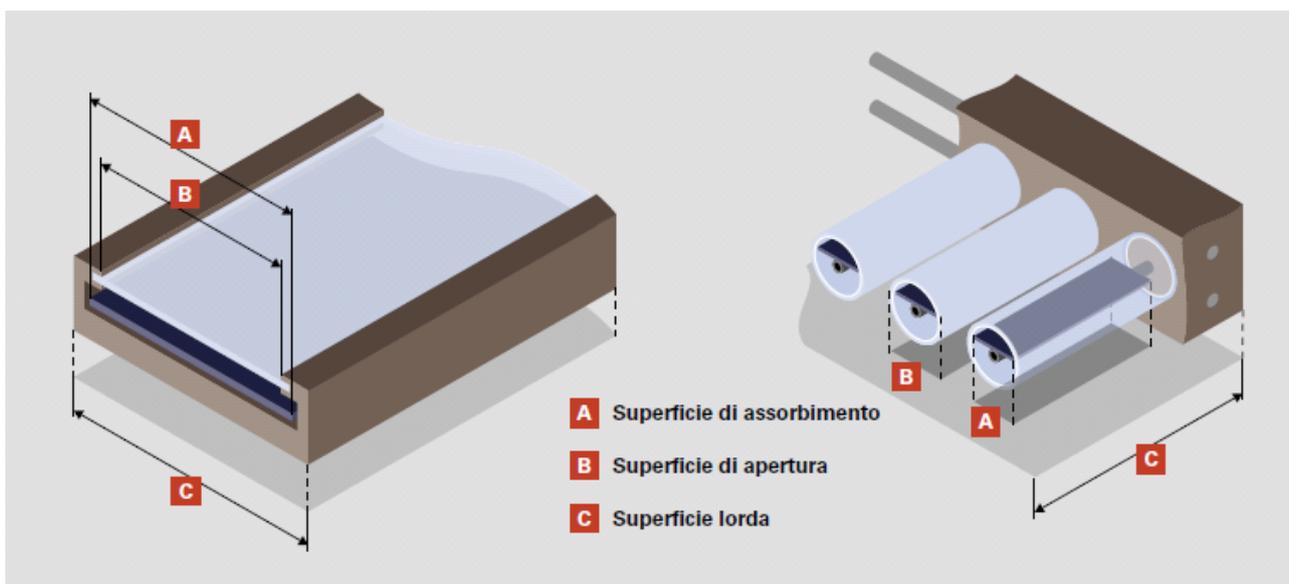


Figura 3.1.1.6: Denominazioni delle superfici nei collettori solari piani e nei collettori solari a tubi sottovuoto (tratta da[1])

### 3.1.2 Apporti e perdite d'energia nei collettori

Gli apporti d'energia solare  $E_g$ , misurati in  $[W/m^2]$ , dipendono dalle condizioni meteorologiche (nuvole, nebbia) e variano nel corso del giorno perché varia la posizione del Sole e, con essa, anche l'angolo d'incidenza. Solitamente, in una bella giornata di Sole, la radiazione solare può raggiungere un'intensità di 900-1100  $W/m^2$ . Non tutta l'energia solare che incide sul collettore però è trasformata in energia utile. Una parte è riflessa dal vetro di copertura (perdite ottiche) e un'altra irradiata dall'assorbitore stesso. Vi sono inoltre perdite per trasmissione e per convezione che avvengono attraverso la cassa. La quantità d'energia solare che raggiunge l'assorbitore dipende dalla trasmittanza  $\tau$  del vetro di copertura che è la percentuale dell'energia solare incidente trasmessa dal vetro (per esempio la trasmittanza  $\tau$  di una lastra di vetro dello spessore di 4 mm è del 90%). La quantità d'energia assorbita dall'assorbitore dipende dal coefficiente di assorbimento  $\alpha$ , una grandezza specifica del materiale; il suo valore è sempre inferiore ad 1. La quantità d'energia assorbita dall'assorbitore  $Q_{ass}$  è quindi:

$$Q_{ass} = E_g \cdot \tau \cdot \alpha$$

dove:  $E_g$  è l'intensità della radiazione solare  $[W / m^2]$ ;  
 $\tau$  è la trasmittanza (coefficiente di trasmissione) del vetro;  
 $\alpha$  è il coefficiente di assorbimento.

L'energia non assorbita  $Q_{na}$  è:

$$Q_{na} = E_g \cdot (1 - \tau \cdot \alpha)$$

Le perdite per trasmissione dipendono dalla costruzione della cassa, in particolare dal suo isolamento termico e dalla differenza tra la temperatura dell'assorbitore e la temperatura dell'ambiente in cui si trova il collettore. Più è grande la differenza, più elevate sono le perdite. Tali dispersioni sono espresse tramite i coefficienti di trasmissione termica  $k_1$  e  $k_2$  e indicano la quantità d'energia trasmessa da un metro quadrato di un corpo quando la differenza di temperatura ( $\Delta T$ ) è di 1 K. I coefficienti di un collettore solare devono essere stabiliti in prove di laboratorio e sono indicati con  $K_{eff}$  (trasmittanza effettiva).

In modo molto semplificato, le perdite per trasmissione si presentano come segue:

$$Q_{perd} = K_{eff} \cdot \Delta T$$

dove:  $Q_{perd}$  sono le perdite del collettore per trasmissione [ $W / m^2$ ];

$K_{eff}$  è il coefficiente di trasmissione termica del collettore [ $W / (m^2 \cdot K)$ ];

$\Delta T$  è la differenza fra la temperatura dell'assorbitore e quella dell'ambiente circostante [K].

Nei collettori piani, al di sotto dell'assorbitore, viene posto del materiale ad alto grado di isolamento termico al fine di ridurre al minimo le perdite dalla parte posteriore del pannello. Poiché le temperature del captatore possono raggiungere valori elevati si prediligono isolamenti in fibre minerali (lana di roccia) che garantiscono un'ottima prestazione e sopportano agevolmente le alte temperature. I pannelli di qualità superiore sono oggi isolati in due strati, il primo a contatto con la piastra captante in fibra minerale, il secondo, potendo operare a temperatura già ridotta, in poliuretano, avendo questo conducibilità termica inferiore rispetto alla fibra minerale e pertanto assicurando un miglioramento dell'isolamento termico. Per i collettori a tubi sottovuoto l'isolamento è dato dalla camera sottovuoto creata tra i due vetri che compongono il tubo e ad oggi rappresenta uno dei sistemi più efficaci. Il sistema così composto migliora il rendimento del collettore; l'effetto isolante della camera sottovuoto riduce al minimo le perdite di calore verso l'ambiente. Il vuoto attorno all'assorbitore è di importanza decisiva per l'interruzione del meccanismo di trasmissione del calore (convezione e conduzione).

### 3.1.3 Rendimento, potenza e scelta del collettore

Il rendimento di un collettore indica la percentuale di radiazione solare riflessa sulla superficie di apertura del collettore che può essere trasformata in energia termica utile. Come superficie di apertura viene definita la superficie di un collettore interessata dal Sole (*Figura 3.1.1.6*). Il rendimento dipende, tra l'altro, dalla condizione d'esercizio del collettore; la modalità di misura è uguale per tutti i tipi di collettori. Dal rapporto tra l'irradiazione sul collettore e la potenza di irradiazione, che viene trasformata in calore sull'assorbitore, si può calcolare il rendimento ottico, definito con  $\eta_0$ . Se un collettore viene riscaldato dalla radiazione solare, cede una parte del calore all'ambiente per conduzione attraverso il materiale del collettore, radiazione termica e convezione.

Queste perdite possono essere calcolate mediante i coefficienti di dispersione termica  $k_1$  e  $k_2$  e la differenza di temperatura  $\Delta T$  tra l'assorbitore e l'ambiente.

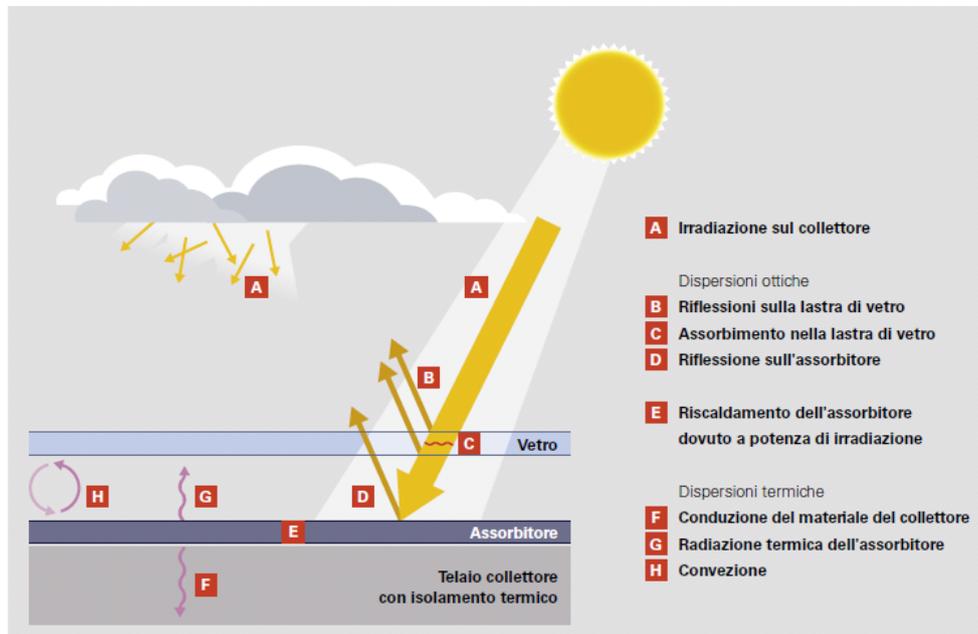


Figura 3.1.3.1: Flussi energetici nel collettore (tratta da [1])

	Rendimento ottico %	Coefficiente di dispersione termica $k_1$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	Coefficiente di dispersione termica $k_2$ W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> )
Collettore solare piano	80	4	0,1
Collettore piano con vetro antiriflesso	84	4	0,1
Collettore solare a tubi sottovuoto	80	1,5	0,005

Figura 3.1.3.2: Parametri caratteristici dei diversi tipi di collettori (tratta da [1])

Il rendimento ottico e i coefficienti di dispersione termica vengono rilevati con un procedimento descritto nella norma europea EN 12975 e rappresentano i parametri essenziali di un collettore: questi tre valori, insieme al valore dell'irraggiamento  $E_g$  sono sufficienti a descrivere il rendimento del collettore e la sua curva caratteristica.

$$\eta = \eta_0 - \frac{K_1 \cdot \Delta T}{E_g} - \frac{K_2 \cdot \Delta T^2}{E_g}$$

dove:  $\eta$  = rendimento del collettore;  
 $\eta_0$  = rendimento ottico;  
 $k_1$  = coefficiente di dispersione termica in  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $k_2$  = coefficiente di dispersione termica in  $W/(m^2 \cdot K^2)$ ;  
 $\Delta T$  = differenza di temperatura in K;  
 $E_g$  = Irraggiamento in  $W/m^2$ .

Il rendimento massimo viene raggiunto se la differenza tra la temperatura ambiente e la temperatura dei collettori è uguale a zero e non si verifica alcuna dispersione termica del collettore nell'ambiente stesso. Se al collettore non viene sottratto calore (la pompa si arresta, il fluido termovettore non circola più), quest'ultimo si riscalda fino alla cosiddetta temperatura di inattività. In questa condizione le dispersioni termiche sono pari alla potenza irradiata assorbita, mentre la resa del collettore è pari a zero. In Italia i collettori solari piani comunemente reperibili in commercio raggiungono d'estate temperature di inattività superiori a 200 °C, mentre i collettori solari a tubi sottovuoto ca. 300 °C.

Inoltre, partendo dalla definizione di rendimento, possiamo considerare tre differenti espressioni riguardanti la potenza di un collettore, quali:

- Potenza massima: è definita come prodotto del rendimento ottico  $\eta_0$  e della radiazione massima assorbita di 1000  $W/m^2$ . Se si presuppone un rendimento ottico dell'80%, la potenza massima di una superficie collettore di un metro quadrato è pari a 0,8 kW. Nel normale esercizio questo valore viene però raggiunto raramente; la potenza massima è rilevante soltanto per il dimensionamento dei dispositivi di sicurezza.
- Potenza di progetto: necessaria per la progettazione dell'installazione e, in particolare, per il dimensionamento dello scambiatore di calore. Come limite inferiore si prevede usualmente una potenza specifica del collettore di 500  $W/m^2$ ; per una progettazione sicura si consiglia un valore leggermente superiore di 600  $W/m^2$  per applicazioni con basse temperature, quindi per modalità di funzionamento con rendimenti del collettore buoni.
- Potenza installata: viene utilizzata solo a scopi statistici per comparare i generatori di energia. Per la rilevazione di tutti gli impianti di collettori installati in una regione, oltre all'indicazione in  $m^2$ , viene indicata anche la potenza installata. Quest'ultima è pari a 700  $W/m^2$  di superficie di assorbimento (potenza media con irradiazione massima) e non è rilevante per la progettazione dell'impianto.

Per la scelta del tipo di collettore, oltre alla disponibilità di spazio e alle condizioni d'installazione descritte nei capitoli precedenti, è decisivo il fattore differenza di temperatura  $\Delta T$  tra la temperatura media del collettore e l'aria esterna. La temperatura media del collettore viene calcolata dalla media della temperatura di mandata e ritorno e influenza essenzialmente il rendimento del collettore, quindi la sua potenza. Per la scelta del collettore è decisivo il carico specifico dell'impianto solare; per effettuare questa valutazione si deve pertanto rilevare - di regola per un anno per la maggior parte delle applicazioni - il probabile ambito di esercizio del collettore per l'intero periodo di esercizio. Il risultato fornisce la differenza di temperatura attesa. La *Figura 3.1.3.3* mostra che la differenza di temperatura media  $\Delta T$ , ad esempio negli impianti per la produzione d'acqua calda sanitaria con quota di copertura solare bassa, è notevolmente minore rispetto agli impianti con quota di copertura superiore o agli impianti per il supporto per il riscaldamento. Per la scelta del collettore è naturalmente molto importante anche il rapporto qualità/prezzo. Dalla curva caratteristica la decisione cadrebbe sempre su un collettore solare a tubi sottovuoto. I collettori solari piani sono però più economici dei collettori solari a tubi sottovuoto e, in rapporto al prezzo, hanno ottimi rendimenti, in particolare per la produzione d'acqua calda sanitaria.

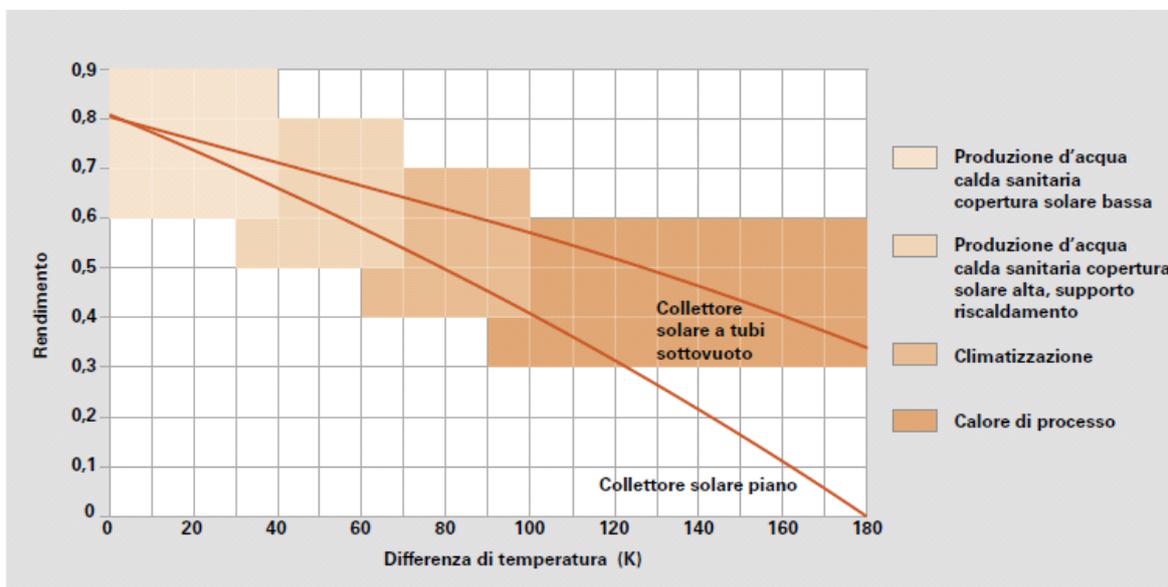


Figura 3.1.3.3: Curve di rendimento dei collettori (tratta da [1])

## 3.2 Serbatoi ad accumulo

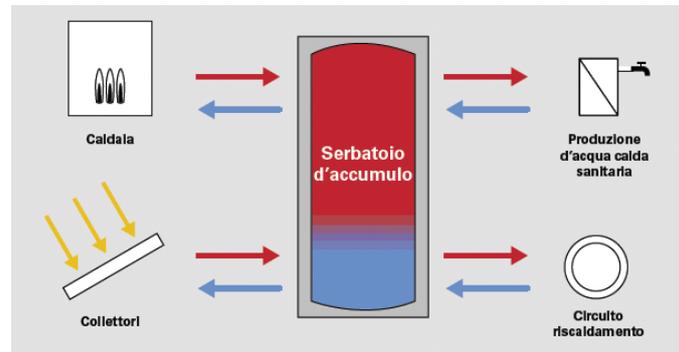


Figura 3.2.1: Principio serbatoio d'accumulo (tratta da [1])

Nei paragrafi precedenti sono stati descritti l'offerta di irraggiamento e la tecnica dei collettori. È stato chiarito che il fabbisogno di energia e l'energia prodotta negli impianti solari non devono essere osservati soltanto quantitativamente, bensì innanzitutto nei loro processi temporali, a differenza degli impianti con generatori di calore in cui la potenza installata è sempre disponibile. Per questa ragione, l'accumulo di calore è particolarmente importante negli impianti solari termici. Si noti che un collettore con una superficie di un metro quadrato ha una potenza massima calcolabile. È possibile calcolare anche la probabile resa del collettore riferita a un arco di tempo a piacere (in kWh per unità di tempo). In questo caso, quanto maggiore è il periodo di osservazione, tanto più precisa è la previsione di resa e viceversa. Anche l'offerta di irraggiamento annuale e la conseguente resa annua possono essere previste con oscillazioni relativamente ridotte. È però impossibile effettuare una previsione di questo tipo per singoli giorni o ore. Il generatore di calore collettore solare si distingue appunto per questo da una caldaia. Per la modalità di funzionamento di un impianto solare vi sono due caratteristiche che giustificano la necessità di accumulo:

- almeno nei giorni di Sole il collettore ha un tempo di accensione del bruciatore relativamente lungo, cioè produce calore per un lungo periodo di tempo. Per ottenere la quantità di energia necessaria, la potenza dell'impianto di collettori deve quindi essere inferiore ad esempio a quella di un impianto di caldaie che fornisce la quantità di energia desiderata con tempi di funzionamento del bruciatore notevolmente minori, ma con una potenza maggiore;
- il periodo della produzione di calore e il periodo del prelievo del calore prodotto raramente coincidono. La produzione di calore di un impianto convenzionale viene regolata dal fabbisogno, mentre la produzione di calore di un impianto solare dipende esclusivamente dall'offerta di irraggiamento solare.

Queste particolarità dimostrano che per un utilizzo efficiente di un impianto solare termico è indispensabile un accumulo che possa garantire lo stoccaggio del calore solare prodotto.

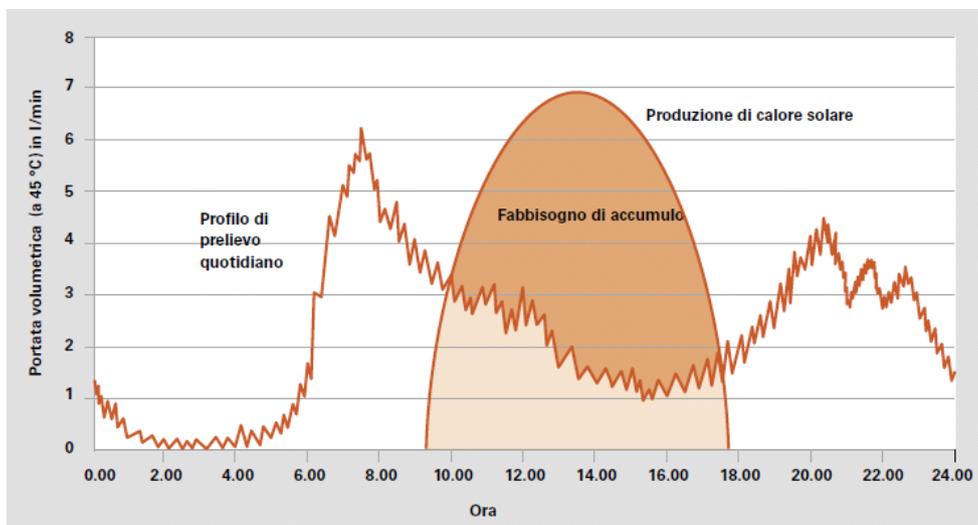


Figura 3.2.2: Profilo di prelievo (tratta da [1])

### 3.2.1 Tecnica di accumulo e dispersioni

L'acqua è il fluido utilizzato solitamente per l'accumulo di energia termica. È economica, sempre disponibile e tecnicamente ben controllabile (stoccaggio, carico e scarico). Inoltre l'acqua ha una elevata capacità termica  $c_w = 4,187 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) = 1,163 \text{ Wh}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ . Oltre ai brevi tempi di accumulo del calore solare, nei comuni accumuli verticali è anche possibile accumulare energia per un periodo più lungo. I cosiddetti accumuli stagionali o a lungo termine lavorano per lo più con l'acqua come mezzo di stoccaggio e hanno un volume di diverse migliaia di litri (grandi accumuli standard) o addirittura di diverse migliaia di metri cubi (ad es. vasche in cemento). Si cerca di accumulare il calore attraverso modi fisico-chimici; si parla di accumulatori di calore latente che, ad esempio, utilizzano il cambio di stato (solido - liquido o viceversa) dei materiali come la paraffina o i sali per accumulare il calore. Per la scelta di un accumulo, è decisivo non la sua capacità, bensì il suo contenuto d'energia. Il contenuto d'energia di un accumulo dipende dallo scostamento della temperatura: quanto maggiore è la differenza, tanto maggiore è il contenuto di energia utile per unità di volume dell'accumulo. Per determinare la capacità dell'accumulo si tiene conto dello scostamento di temperatura sul lato di prelievo del calore prodotto. La temperatura massima dell'accumulo è determinata dal fluido acqua. La grandezza fondamentale per determinare la capacità dell'accumulo necessaria è quindi la minima temperatura di stoccaggio possibile.

Per il dimensionamento degli accumuli, come temperatura minima vale la temperatura media dell'acqua fredda, ad esempio 10 °C.

Nei serbatoi d'accumulo per la produzione d'acqua calda sanitaria (ad es. mediante una stazione di produzione di acqua calda istantanea) la temperatura minima dell'accumulo viene determinata dalla temperatura dell'acqua fredda e dalla differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita sullo scambiatore di calore per acqua sanitaria. La capacità dell'accumulo viene calcolata come segue:

$$m = \frac{Q}{C_w \cdot \Delta T}$$

dove:  $m$  = quantità di accumulo (capacità)

$Q$  = quantità di energia

$C_w$  = capacità termica dell'acqua

$\Delta T$  = differenza di temperatura

Il contenuto d'energia di un accumulo si può calcolare adattando la formula precedente:

$$Q = m \cdot c_w \cdot \Delta T$$

Il contenuto di energia di accumulo viene determinato sostanzialmente dalla temperatura più bassa che è possibile introdurre nell'accumulo stesso (*Fig. 3.2.1.1*).

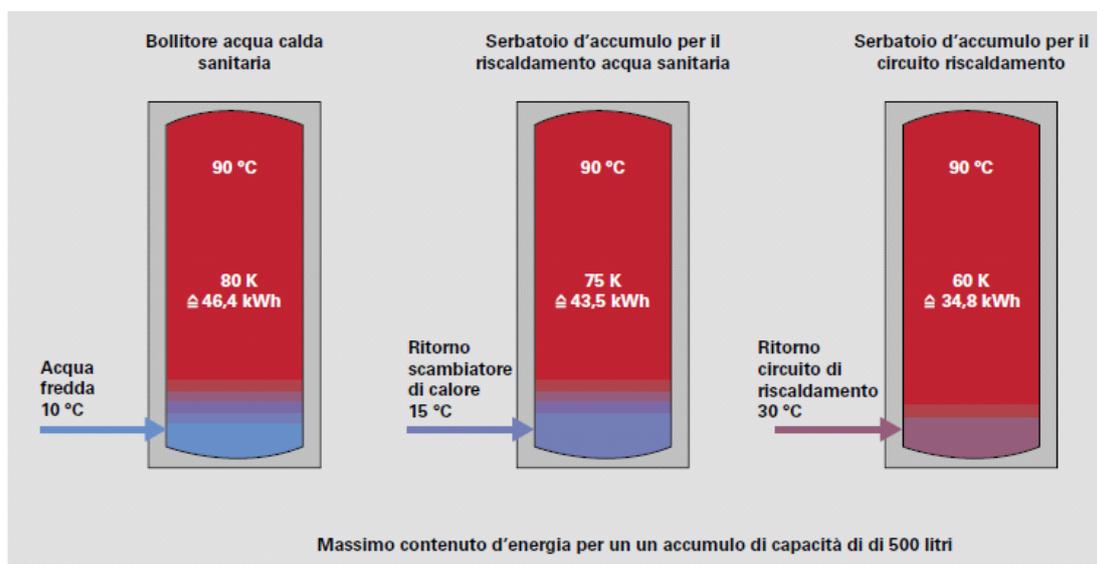


Figura 3.2.1.1: Contenuto di energia (tratta da [1])

Indipendentemente dal volume, gli accumulatori solari sono realizzati sostanzialmente come unità verticali; così, grazie alla diversa densità dell'acqua calda e fredda può formarsi una buona stratificazione della temperatura. L'acqua calda più leggera “galleggia” sull'acqua fredda più pesante. Se non si formano vortici dovuti ai flussi interni, questa stratificazione è molto stabile. Uno strato inferiore più freddo possibile nell'accumulo garantisce il funzionamento del circuito solare a una temperatura del ritorno bassa e dell'impianto solare con un buon rendimento. Perciò la stratificazione della temperatura nell'accumulo deve essere protetta dai vortici.

Quando si stabilisce la capacità dell'accumulo per i sistemi solari bisogna tenere conto anche delle dispersioni termiche dell'accumulo. Accumuli di grande capacità possono assorbire più energia, ma hanno maggiori dispersioni termiche. Con l'aumento delle dimensioni dell'accumulo diminuiscono le dispersioni termiche specifiche, mentre aumentano le dispersioni assolute. Dato il migliore rapporto superficie-volume le dispersioni termiche di un accumulo più grande sono sempre notevolmente minori rispetto a più accumuli piccoli. Le perdite dell'accumulo si distinguono in: dispersioni termiche per mantenimento (in kWh/giorno) e in quote di dispersione termica (in W/K). A seconda delle dimensioni un buon bollitore standard per la produzione d'acqua calda sanitaria solare in una casa monofamiliare ha una dispersione termica compresa tra 1,5 e circa 3 kWh/giorno, supposto però che il bollitore e i suoi attacchi siano stati eseguiti al meglio. In caso di isolamento insufficiente le dispersioni possono diventare notevolmente superiori. Particolarmente critici sono gli allacciamenti dell'accumulo isolati male; la dispersione termica può raggiungere facilmente un valore doppio. Con un bollitore da 300 l, ad esempio, nell'arco di un anno la dispersione può essere pari a  $4 \text{ kWh/giorno} \cdot 365 \text{ giorni} = 1.460 \text{ kWh}$ .

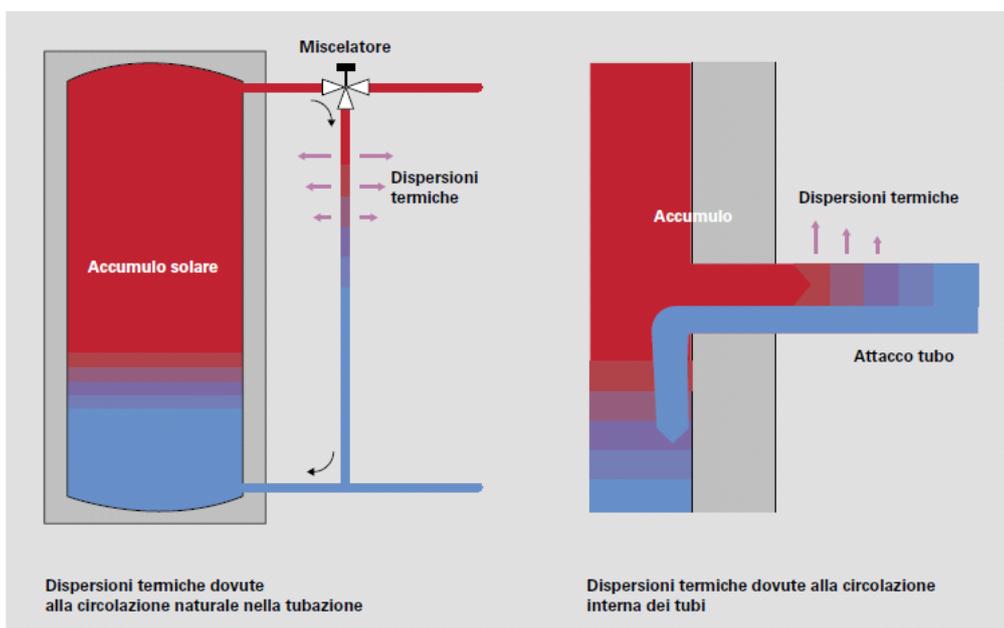


Figura 3.2.1.2: Dispersioni termiche (tratta da [1])

I bollitori per l'accumulo di acqua calda sanitaria sono realizzati in acciaio inossidabile o acciaio smaltato. Anche se la realizzazione è accuratissima non si possono escludere del tutto i difetti di smaltatura, per cui per questi bollitori è necessaria una protezione supplementare dalla corrosione. Questa funzione viene svolta dagli anodi alimentati da energia esterna o dagli anodi di magnesio. Bisogna ancora menzionare i serbatoi d'accumulo in plastica. Questo materiale è leggero ed economico, ma può essere messo in esercizio solo con temperature massime basse. Inoltre questi accumuli consentono solo l'esercizio non in pressione, per cui è necessario un ulteriore scambiatore di calore.

### **3.2.2 Tipologie di accumulatori**

L'utilizzo dell'acqua sanitaria come mezzo di accumulo obbliga a destinare l'energia solare per il solo riscaldamento dell'acqua stessa. Di regola i bollitori devono essere resistenti a una pressione fino a 10 bar.

#### **Bollitore monovalente**

Se un impianto di riscaldamento già esistente viene integrato con impianto solare e si desidera continuare a utilizzare il vecchio bollitore, viene collegato a monte un secondo bollitore monovalente. Gli impianti più grandi (anche appena installati) per la produzione d'acqua calda sanitaria possono essere realizzati con due bollitori monovalenti. Il riscaldamento dell'intero contenuto d'acqua avviene esclusivamente attraverso uno scambiatore di calore posizionato nella parte bassa del bollitore.

#### **Bollitore bivalente**

Nelle nuove costruzioni, o in caso di montaggio di un nuovo impianto di riscaldamento per gli impianti di piccole dimensioni la variante preferibile è un bollitore bivalente per la produzione d'acqua calda sanitaria. Un bollitore bivalente è provvisto di due scambiatori di calore, uno inferiore collegato al circuito collettori per il riscaldamento solare dell'acqua sanitaria e uno superiore per il collegamento al riscaldamento integrativo attraverso la caldaia. Solitamente con il mezzo di accumulo acqua sanitaria si deve prestare attenzione che esclusivamente le zone del bollitore a riscaldamento solare o i preriscaldatori vengano disinfettati termicamente conformemente alle norme igieniche per l'acqua sanitaria.

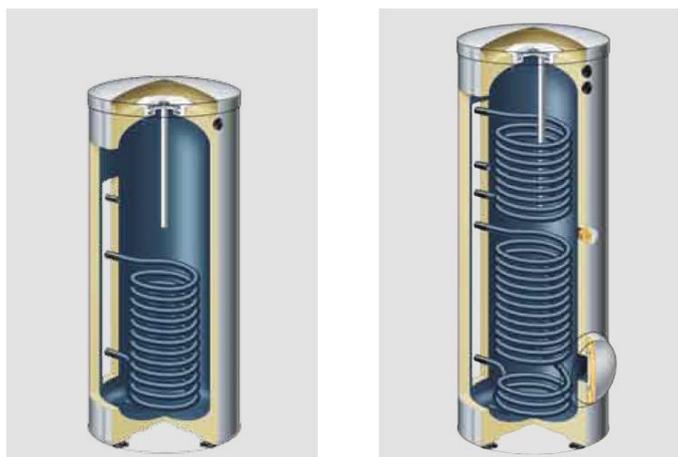


Figure 3.2.2.1: Bollitore monovalente (a sinistra) e bollitore bivalente (a destra) (tratte da [1])

### 3.3 Impianto a circolazione naturale

In questi impianti la circolazione tra il bollitore e il collettore avviene in base al principio della circolazione naturale, detto anche principio del termosifone. Al posto di una pompa, la differenza di densità del fluido termovettore caldo e freddo viene utilizzata come energia motrice. Il collettore (produzione di calore) deve essere disposto al di sotto del bollitore (prelievo del calore prodotto). Il fluido termovettore viene riscaldato nel collettore dall'irraggiamento solare. Il liquido caldo nel collettore sottostante è più leggero del liquido freddo nel bollitore situato al di sopra del collettore; quando il liquido caldo più leggero sale si forma una circolazione naturale. Nel bollitore il liquido riscaldato cede il calore all'acqua sanitaria accumulata e scende nuovamente al punto più basso nel circuito collettori. Si crea così un ciclo che viene interrotto se la differenza di temperatura/densità tra il collettore e il bollitore è talmente ridotta da non essere più sufficiente a superare la perdita di carico nel circuito collettori. L'acqua pulita e senza ossigeno a 20 °C ha un peso specifico di 0,998 kg/l, l'acqua calda a 50 °C pesa 0,988 kg/l; la differenza di peso è quindi pari a ca. 10 grammi al litro (= 1%). La forza motrice in questo circuito è quindi estremamente ridotta rispetto ai sistemi a circolazione forzata. Ne risultano le caratteristiche tipiche di un impianto a circolazione naturale:

- la portata volumetrica è ridotta;
- nell'assorbitore non si verificano flussi turbolenti;
- il circuito collettori deve presentare una perdita di carico molto bassa (lunghezza ridotta, sezioni grandi).
- si deve impedire che il bollitore si raffreddi di notte a causa della circolazione naturale contraria.

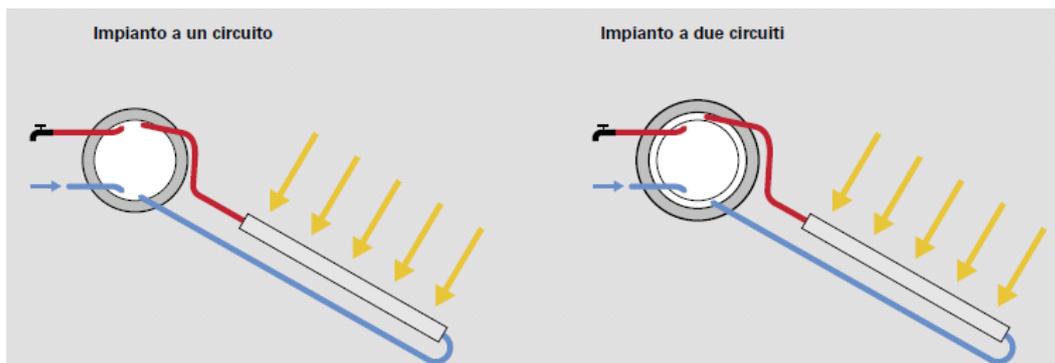


Figura 3.3.1: Impianto a circolazione naturale (tratta da [1])

Gli impianti a circolazione naturale possono essere realizzati a uno e due circuiti (Fig. 3.3.1). Negli impianti a un circuito l'acqua sanitaria viene riscaldata direttamente nel collettore. Negli impianti a due circuiti il fluido termovettore nel circuito collettori e l'acqua sanitaria nel bollitore sono separati da uno scambiatore di calore. Gli impianti a un circuito vengono impiegati esclusivamente in regioni ben protette dal gelo poiché i collettori congelerebbero e si danneggerebbero. Inoltre tutti i componenti devono essere resistenti alla corrosione poiché assieme con l'acqua sanitaria nel sistema entra sempre ossigeno. Il vantaggio di questa soluzione risiede in particolare nel sistema semplice e compatto e nel prezzo relativamente conveniente. Nelle regioni in cui non si può escludere il rischio di gelo vengono impiegati gli impianti a due circuiti. Il circuito collettori viene messo in funzione con un fluido termovettore antigelo. Per la trasmissione del calore vengono impiegati sostanzialmente bollitori a intercapedine. Il fluido termovettore riscaldato nel collettore cede il calore all'acqua sanitaria attraverso la superficie di contatto tra i due circuiti.

### 3.4 Impianto a circolazione forzata

Negli impianti a circolazione forzata, il trasferimento di calore dal collettore al sistema di accumulo è garantito da elettropompe di circolazione e da un sistema di regolazione elettronico per la gestione delle portate e delle temperature del fluido termovettore. Per regolare la circolazione ci si avvale di sensori che confrontano la temperatura del fluido vettore nel collettore con quella nel serbatoio di accumulo, al fine di evitare un processo opposto per il quale il calore viene sottratto all'utente e dissipato dal pannello solare. In tali impianti, la possibilità di regolare la velocità del fluido vettore secondo i parametri di progetto permette un maggiore scambio termico e quindi il rendimento del pannello è sicuramente superiore rispetto ad un sistema a circolazione naturale.

Per questo motivo, i collettori a circolazione forzata vengono preferiti per installazioni pensate per erogare il servizio lungo tutto l'arco dell'anno, portando dei benefici in termini di efficienza soprattutto nei mesi meno caldi. Il circuito idraulico collegato al pannello è generalmente di tipo chiuso e separato da quello dell'acqua che riscalda mediante una serpentina posta nel serbatoio di accumulo. Le serpentine possono anche essere due per integrare la produzione di acqua calda sanitaria con un generatore di calore supplementare (accumulatori a doppio serpentino). In alcune applicazioni, con l'ausilio di un accumulatore di calore denominato "Puffer", l'acqua calda fornita dai pannelli a circolazione forzata, può essere utilizzato per dare un contributo al riscaldamento degli ambienti.

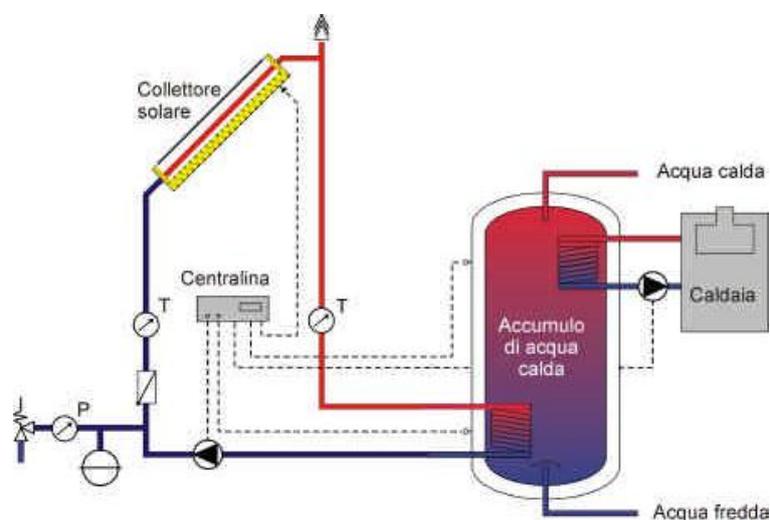


Figura 3.4.1: Schema di funzionamento di un impianto a circolazione forzata (tratta da [5])

### 3.5 Integrazione nell'impianto

L'integrazione di un pannello solare in un impianto idraulico per la produzione di acqua calda sanitaria avviene solitamente secondo il seguente schema. Il tubo di uscita del serbatoio è collegato a poca distanza ad una valvola termostatica, che si occupa di miscelare l'acqua calda dell'accumulo con l'acqua fredda dell'impianto mantenendo in uscita acqua a temperatura costante (40-50 °C). Tale valvola è necessaria per tre motivi:

- pericolo di ustioni;
- dispersione di calore nelle tubature data l'elevata temperatura (per questo motivo la valvola non dovrebbe essere posta troppo distante dall'accumulo);
- danneggiamento di una eventuale caldaia posta in serie al pannello solare.

L'uscita della valvola termostatica è poi collegata ad una valvola deviatrice (valvola a tre vie): questa presenta un ingresso e due possibili uscite. A seconda della temperatura di ingresso si attiva l'una o l'altra uscita, ma mai contemporaneamente. Si adotta questa soluzione per far in modo che quando la temperatura è di circa 40 °C o superiore, l'acqua venga direttamente immessa nel circuito dell'acqua calda sanitaria; in caso contrario viene inviata all'ingresso di una caldaia istantanea o ad accumulo, che la scalda fino alla temperatura desiderata prima di essere immessa nel circuito. La suddetta valvola deviatrice può essere azionata manualmente (valvola manuale), ad esempio nel periodo invernale o in lunghi periodi di scarso irraggiamento, oppure può essere controllata meccanicamente da un piccolo motore azionato da un sensore di temperatura, solitamente una termocoppia, posto all'interno dell'accumulo (valvola elettronica). Da notare che la caldaia per la produzione di acqua calda, da mettere in serie al pannello, deve essere in grado "modulare" riducendo molto la fiamma se di tipo istantaneo, (cioè senza accumulo). Nel caso di caldaia ad accumulo la regolazione della fiamma e la sua accensione sono pilotate da un sensore di temperatura presente nell'accumulo, per cui non si richiede nessuna particolare predisposizione.



*Figura 3.5.1: Integrazione di un impianto solare termico (tratta da [1])*

## 3.6 Benefici

L'utilizzo dei pannelli solari per il riscaldamento dell'acqua, andando a sostituire una caldaia o uno scaldabagno elettrico ha come diretta conseguenza il risparmio di idrocarburi e di energia elettrica.

Inoltre comportano:

- mancata emissione di CO<sub>2</sub>;
- produzione di calore da fonte rinnovabile eco-compatibile (il Sole);
- minore necessità di infrastrutture per il trasporto dell'energia da grandi distanze;
- indipendenza energetica (non dipendono dalla fornitura di carburante);
- mancata emissione di ossidi di zolfo, di azoto, e di PM10;
- diminuzione dei disastri ambientali;
- mancata immissione nell'ambiente di calore;
- tecnologia accessibile (la forma più semplice consiste in un tubo metallico colorato di nero);
- bassi oneri di realizzazione e smaltimento;
- alto rendimento termico.

## Capitolo 4: Caso di studio, la “sfida solare” di Solar C<sub>3</sub>ITIES

In questo capitolo vengono riportati, ai fini illustrativi, la sintesi e una parte delle immagini provenienti dalla pagina online di Solar C<sub>3</sub>ITIES dedicata alla trattazione dei pannelli solari termici (<http://solarcities.blogspot.it/2008/10/solar-c3ities-solar-challenge.html>), in cui si descrivono le attività svolte dalla ricercatrice Cornelia Koeck in Egitto. Quest'ultima ha partecipato ad un progetto di cooperazione in cui si è occupata di progettare, installare e sperimentare, con soluzioni low cost, collettori solari per il riscaldamento dell'acqua sanitaria. Il sistema sviluppato dalla ricercatrice sarà modellato matematicamente (in particolare il serbatoio di accumulo) e ottimizzato nelle successive parti dell'elaborato. Lo scopo della tesi, infatti, è fornire ai volontari interessati alla costruzione di questi dispositivi informazioni utili a ottimizzarne la progettazione. Si pensa che la modellazione fisica dei processi coinvolti possa portare utili informazioni su come modificare alcuni parametri progettuali in modo da migliorare al massimo l'efficienza di questi apparati.

Cornelia “Connie” Koeck, 25 anni, studentessa della facoltà di Scienze Sociali all'università Albert Ludwigs di Friburgo, guidata dall'esperto in ecologia Hanna Fathy, ha lavorato alla realizzazione della cosiddetta “sfida solare di Solar C<sub>3</sub>ITIES”. Il programma consiste nell'apprendimento delle tecniche di costruzione di un pratico pannello solare termico fai-da-te (utilizzando materiali di riciclo trovati nei piccoli mercati locali e nelle discariche), per poi passare alla costruzione e installazione di almeno un esemplare sui tetti di Muqattam e Darb Al Ahmar, due dei quartieri più degradati del Cairo.



(Il primo pannello solare termico di Connie vicino alla moschea Darb Al Ahmar)

La “sfida solare” di Solar C<sub>3</sub>ITIES segue un motto rivisitato: “Se costringerai qualcuno a comprare un pesce lo sfamerai per oggi, ma lo renderai povero domani; se imparerai a pescare e condividerai la tua conoscenza con gli amici, creerai una rete sociale di persone qualificate che potrà provvedere a tutto, nel buono e nel cattivo tempo”.

L’esperienza di questa ricercatrice dimostra che, anche se il personale coinvolto nella costruzione di questi apparati non è di formazione tecnica, si possono ottenere buoni risultati appoggiandosi ad una rete locale di persone esperte nel loro ambito. L’opera di Cornelia Koeck è particolarmente meritoria perché nonostante una preparazione universitaria assolutamente non tecnica è riuscita ad ottenere ottimi risultati: è stato infatti costruito un sistema di accumulo funzionante e la ricercatrice si è anche occupata di scrivere un manuale di istruzione del sistema da lei sviluppato.

Lo schema sviluppato, presentato nella *Figura 1* e tratto dal sito sopracitato, è basato su due serbatoi separati destinati rispettivamente all’accumulo dell’acqua proveniente dalla rete (fredda) e dell’acqua circolante nei collettori (calda). Il serbatoio a monte [A] non interviene attivamente nel processo di riscaldamento ma è necessario al corretto funzionamento dell’impianto in quanto svolge la funzione di regolatore del fluido, che altrimenti giungerebbe dalla rete idrica locale in modo discontinuo e improvviso.

Figura 1: pannello solare termico Solar C3ITIES e suoi componenti

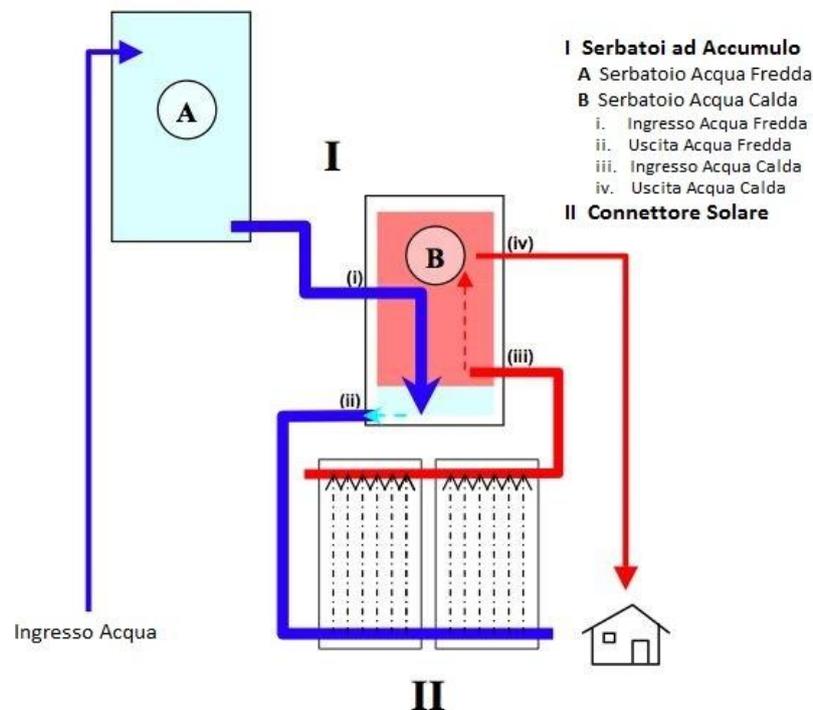
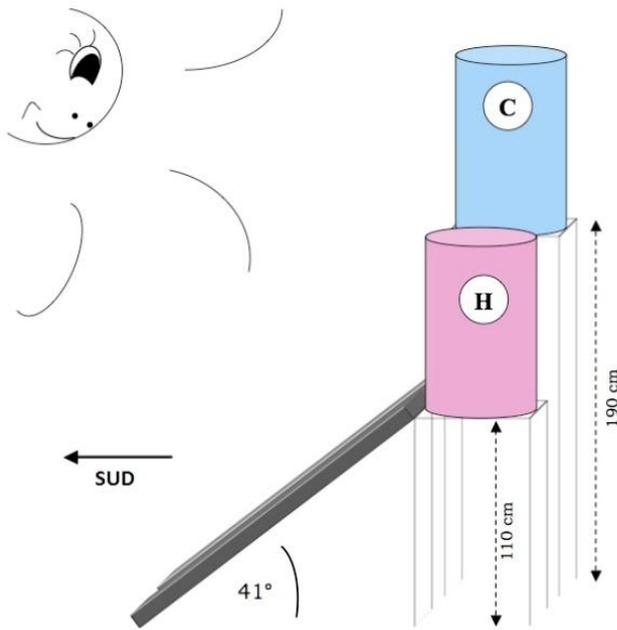
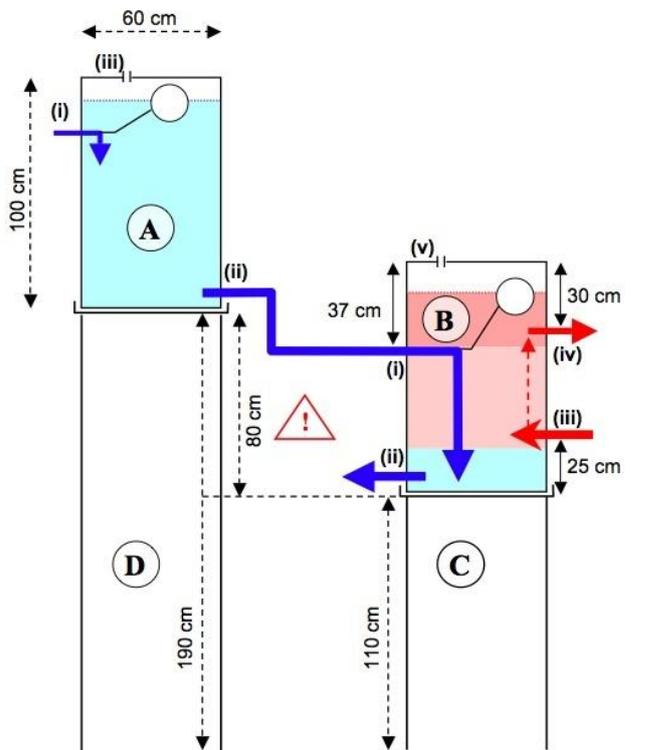


Figura 2: orientamento e posizionamento della struttura



La Figura 2 mostra la disposizione e l'orientamento del sistema formato dai serbatoi riciclati cosicché si abbia una circolazione di acqua e una convenzione termica ottimali.

Figura 3: posizionamento dei serbatoi ad accumulo



La Figura 3 mostra la disposizione dei serbatoi, delle tubazioni e delle valvole a galleggiante del circuito.

**A Serbatoio Acqua Fredda**

- i. Ingresso Acqua
- ii. Uscita Acqua
- iii. Apertura per Equalizzazione Pressione

**B Serbatoio Acqua Calda**

- i. Ingresso Acqua Fredda
- ii. Uscita Acqua Fredda
- iii. Ingresso Acqua Calda
- iv. Uscita Acqua Calda
- v. Valvola di Ritegno del Vuoto

**C Struttura in Ferro** (110 cm)  
**D Struttura in Ferro** (190 cm)

→  Dislivello  $\geq 80$  cm

Figura 4a, 4b: schema e foto del tubo con flange di bloccaggio per ingresso/uscita dell'acqua dai serbatoi

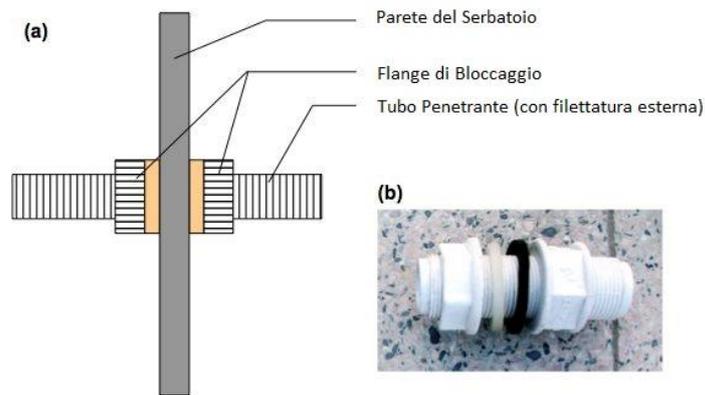
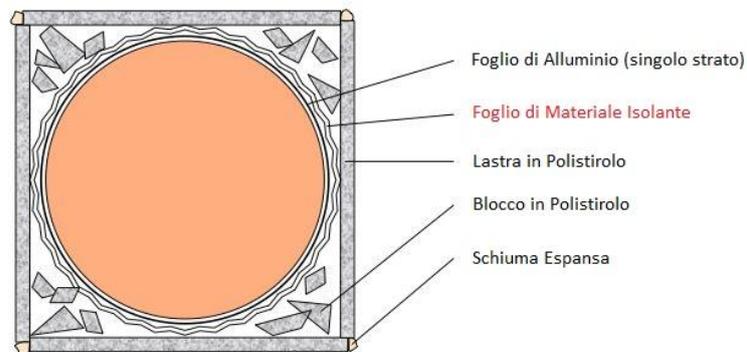


Figura 5: isolamento del serbatoio di acqua calda



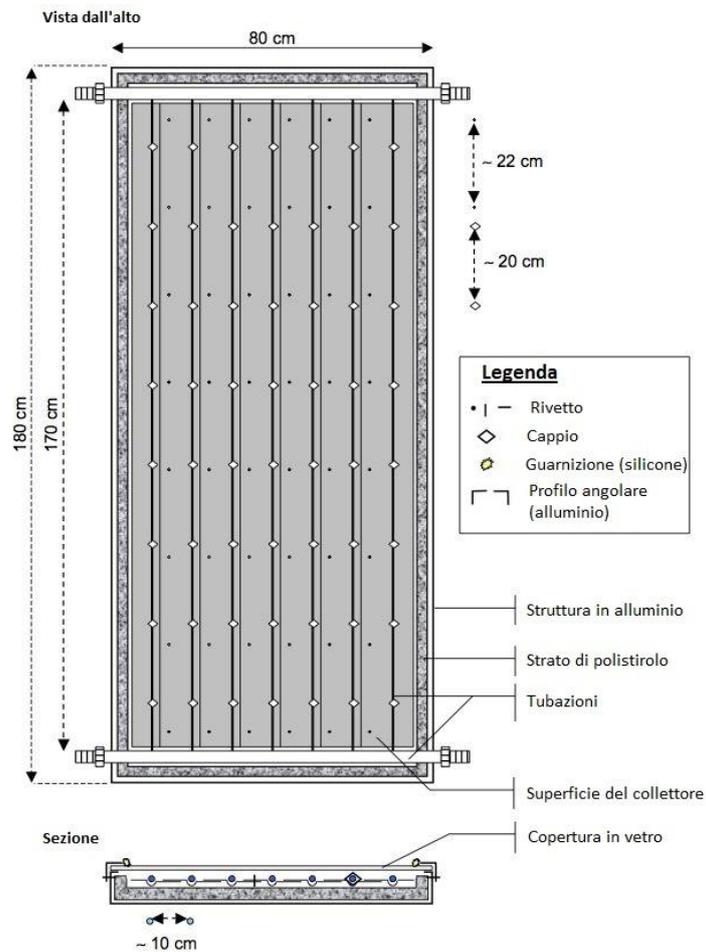
La Figura 4 mostra la vista laterale e la relativa foto delle flange di bloccaggio del tubo, montate in corrispondenza degli ingressi e delle uscite del fluido dai serbatoi.

La Figura 5 mostra la sezione del serbatoio di accumulo dell'acqua calda, mettendo in risalto la diversa natura del materiale isolante.



Le due immagini precedenti mostrano le valvole da  $\frac{3}{4}$ " utilizzate nell'impianto.

Figura 6: collettore solare

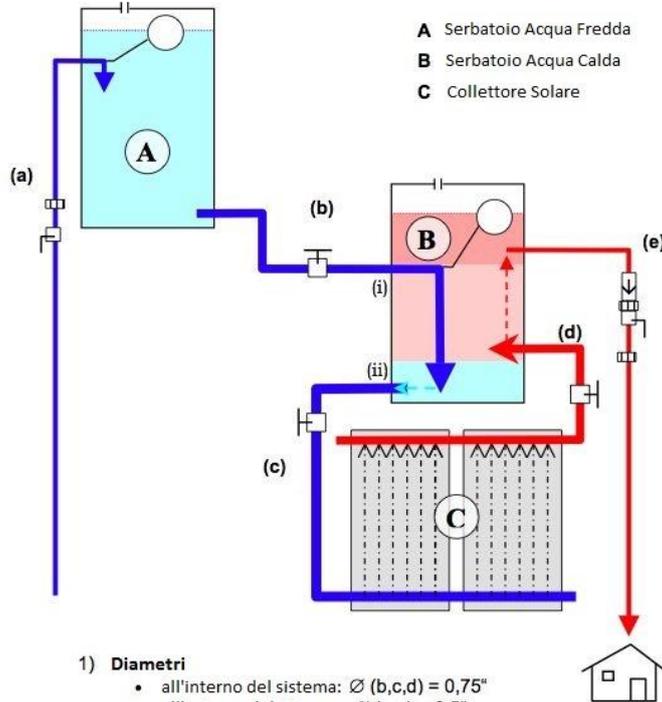


Nella *Figura 6* viene mostrato uno schema di realizzazione del collettore solare. In particolare le dimensioni e le caratteristiche costruttive saranno prese in considerazione per la successiva modellazione e ottimizzazione di questo impianto. In fase di collaudo si è verificata la capacità di riscaldamento di ogni pannello, che equivale a circa 100 litri di acqua in estate e 75 litri in inverno.

Le foto seguenti mostrano due fasi della costruzione del collettore: si assembla dapprima il telaio (utilizzando tubi di rame) e successivamente si fissano su questi ultimi fogli di alluminio opportunamente formati. Tutti i componenti del collettore vengono verniciati di nero per massimizzare l'assorbenza.



Figura 8: elementi regolatori, dispositivi di accoppiamento nei raccordi e allacciamento alla rete idrica domestica



- 1) **Diametri**
  - all'interno del sistema:  $\varnothing$  (b,c,d) = 0,75"
  - all'esterno del sistema:  $\varnothing$  (a,e) = 0,5"
- 2) **Regolazione/Interruzione del Flusso di Acqua**

Legenda	
	Valvola a sfera con regolatore
	Valvola a sfera
	Accoppiamento con filettatura
	Valvola unidirezionale
	Galleggiante

Le due seguenti immagini mostrano le operazioni di isolamento del serbatoio di acqua calda, ottenuto stratificando dall'interno verso l'esterno lamine di alluminio, fogli di pluriball e lastre di polistirolo (eventuali spazi vuoti vengono riempiti con schiuma espansa).



Infine, le seguenti fotografie mostrano la realizzazione dell'impianto e la disposizione dei due serbatoi a diverse altezze.



## Capitolo 5: Analisi matematica del sistema

Il sistema (formato dal serbatoio di accumulo dell'acqua calda), 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 muove nello spazio (Figura 5.1). 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.

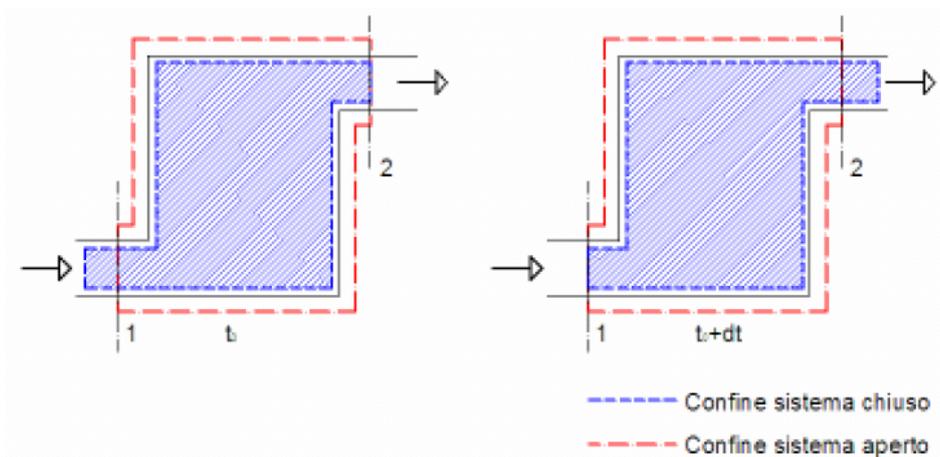


Figura 5.1: Modello di un sistema (aperto e chiuso)

### 5.1 Equazione di bilancio dell'energia per un sistema aperto

Il contenuto energetico del sistema all'istante  $t=t_0$  e all'istante  $t_0+dt$ , supponendo che le masse infinitesime  $dM_1$  e  $dM_2$  abbiano valore uniforme di energia interna, cinetica e potenziale, è pari a:

$$(5.1a) \quad E_{t_0} = (u_1 + e_{c1} + e_{p1})dM_1 + \left[ \int_V \rho e dV \right]_{t_0}$$

$$(5.1b) \quad E_{t_0+dt} = (u_2 + e_{c2} + e_{p2})dM_2 + \left[ \int_V \rho e dV \right]_{t_0+dt}$$

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

$$(5.2) \quad E_{t_0+dt} - E_{t_0} = dQ_T - dL_T$$

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:

$$(5.3a) \quad |dL_1| = p_1 v_1 dM_1$$

$$(5.3b) \quad |dL_2| = p_2 v_2 dM_2$$

Il lavoro globalmente scambiato attraverso la superficie di confine risulta:

$$(5.4) \quad dL_T = dL + |dL_2| - |dL_1|$$

Sostituendo nell'equazione 5.2, si ottiene:

$$(5.5) \quad (u_2 + e_{c2} + e_{p2})dM_2 - (u_1 + e_{c1} + e_{p1})dM_1 + \left[ \int_V \rho e dV \right]_{t_0+dt} - \left[ \int_V \rho e dV \right]_{t_0} = \\ = dQ - dL - p_2 v_2 dM_2 + p_1 v_1 dM_1$$

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:

$$(5.6) \quad (h_2 + e_{c2} + e_{p2})Q_{m2} - (h_1 + e_{c1} + e_{p1})Q_{m1} + \frac{\partial}{\partial t} \left[ \int_V \rho e dV \right] = \frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt}$$

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

$$(5.7) \quad \sum_i Q_{mi} (h_i + e_{ci} + e_{pi}) + \frac{\partial}{\partial t} \left[ \int_V \rho e dV \right] = \frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt}$$

dove:

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

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

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

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

## 5.2 Equazione di bilancio dell'energia per il sistema di accumulo termico

Il comportamento del nostro sistema (*Figura 5.2.1*) 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;

$$v = \text{cost};$$

$$\rho = \text{cost};$$

$$du = c_v dT \quad (5.8a)$$

$$dh = d(u + pv) = du + pdv + vdp = cdT + vdp \quad (5.8b)$$

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



Figura 5.2.1: Layout semplificato del serbatoio di accumulo

Nell'ipotesi di mescolamento perfetto si ha:

$$(5.9a) \quad T = T(x, y, z, t) = T(t)$$

$$(5.9b) \quad \Delta e = c(T - T_0)$$

$$\text{se } T = T_0 \quad \Rightarrow \quad e = 0$$

$$(5.10a) \quad \Rightarrow \quad e = cT(t)$$

$$(5.10b) \quad \rho = \rho(p, T) = \rho(T)$$

l'energia della massa racchiusa nel sistema è:

$$(5.11) \quad \frac{\partial}{\partial t} \left[ \int_V \rho e dV \right] = \frac{\partial}{\partial t} M c T(t) = M c \frac{dT}{dt}$$

la perdita di calore attraverso le pareti del serbatoio è:

$$(5.12) \quad \frac{dQ}{dt} = \dot{Q} = (UA)_S (T_S - T_a)$$

il lavoro è nullo:

$$(5.13) \quad dL/dt = 0$$

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

$$(5.14) \quad \sum_i Q_{mi} (h_i + e_{ci} + e_{pi}) = \dot{Q}_u - \dot{L}_S = \dot{m}_C c_p (T_C - T_S) - \dot{m}_L c_p (T_S - T_L)$$

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

$$(5.15) \quad (m c_p)_S \frac{dT_S}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{L}_S - (UA)_S (T_S - T_a)$$

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.

## 5.2.1 Contributi di energia nell'equazione di bilancio

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

### Collettori

Il bilancio termico di un collettore solare in regime stazionario può essere espresso con una equazione che definisce l'equilibrio tra la potenza termica effettivamente captata dal collettore, quella utile trasferita al fluido e quella dispersa in ambiente [8]:

$$(5.16) \quad \dot{Q}_C - \dot{Q} - \dot{Q}_L = 0$$

La potenza termica effettivamente captata dal collettore può essere scritta come prodotto della potenza termica incidente sul collettore e di opportuni coefficienti che tengono conto sia delle caratteristiche di trasmittanza ed assorbanza del pannello, sia dell'angolo di incidenza della radiazione su di esso:

$$(5.17a) \quad \dot{Q}_C = (GA_C)K_g(\tau\alpha)$$

dove:

$G$  = radiazione solare incidente sul collettore [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$A_C$  = superficie netta captante del collettore [ $\text{m}^2$ ];

$(\tau\alpha)$  = prodotto di trasmittanza  $\tau$  e assorbanza  $\alpha$ , per un angolo di incidenza nullo;

$K_g$  = fattore dell'angolo di incidenza della radiazione.

La potenza termica trasferita dalla piastra captante al fluido termo-vettore può essere calcolata con la relazione:

$$(5.17b) \quad \dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_u - T_i)$$

dove:

$\dot{m}$  = portata di fluido termo-vettore circolante nel collettore [kg/s];

$c_p$  = calore specifico a pressione costante del fluido termo-vettore [J/(kg K)]

$T_u, T_i$  = temperature di uscita e di ingresso del fluido nel collettore [°C].

La quantità  $\dot{Q}_L$ , che rappresenta la potenza termica globale dispersa dal collettore verso l'ambiente esterno, può invece essere calcolata con la relazione:

$$(5.17c) \quad \dot{Q}_L = A_C U_L (T_{ass} - T_a)$$

dove:

$U_L$  = coefficiente di dispersione termica del collettore [W/(m<sup>2</sup>K)];

$T_{ass}, T_a$  = temperatura della piastra captante e dell'ambiente esterno [°C].

### 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:

$$(5.18) \quad Q_S = (mc_p)_S \Delta T_S$$

dove:

$Q_S$  = capacità termica totale di un ciclo operante nell'intervallo  $\Delta T_S$  [J];

$m$  = massa dell'acqua nell'unità [kg].

### Carico Termico dell'Impianto

Il flusso termico in uscita dall'accumulo verso il carico termico (utenze) è:

$$(5.19) \quad \dot{Q} = -\dot{L}_S = -(\dot{m}c_p)_S (T_u - T_i)_S$$

### Perdite verso l'Ambiente

Si prendono in considerazione le perdite del sistema verso l'ambiente circostante e, in particolare, le perdite dal serbatoio (trascurando le perdite dai tubi del collettore):

$$(5.20) \quad \dot{Q}'_L = -[(UA)_S(T_S - T_a)]$$

dove:

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

$A$  = superficie dell'accumulo  $[m^2]$ ;

$T_a$  = temperatura dell'ambiente in cui si trova l'accumulo  $[^\circ C]$ .

## **5.2.2 Efficienza del collettore solare termico**

L'efficienza istantanea di un collettore solare si può esprimere come rapporto tra l'energia termica utile trasferita al fluido e l'energia termica totale incidente sul collettore:

$$(5.21) \quad \eta_c = \frac{\dot{Q}}{GA_C}$$

Sostituendo nell'equazione (5.21) le equazioni (5.16), (5.17b) e (5.17c), si ottiene una relazione generale per calcolare l'efficienza istantanea dei collettori solari piani:

$$(5.22) \quad \eta_c = K_g(\tau\alpha) - U_L \frac{(T_{ass} - T_a)}{G}$$

Hottel e Whillier [9] suggerirono l'introduzione del "Fattore di Rimozione Termica"  $F_R$  del collettore nella relazione (5.22), per consentire l'impiego della temperatura di ingresso del fluido  $T_{in}$  al posto della temperatura della piastra  $T_{ass}$ , di difficile valutazione. Il fattore  $F_R$  è definito come il rapporto tra l'energia termica realmente estratta dal fluido termovettore e quella teoricamente estraibile se la piastra si trovasse alla stessa temperatura  $T_{in}$  del fluido all'ingresso del collettore:

$$(5.23) \quad F_R = \left[ \frac{\dot{m}c_p(T_e - T_{in})}{A_C[GK_g(\tau\alpha) - U_L(T_{in} - T_a)]} \right]$$

Con alcuni passaggi matematici si ricava la relazione che esprime l'efficienza istantanea del collettore:

$$(5.24) \quad \eta_c = F_R K_{\theta} (\tau \alpha) - F_R U_L \frac{(T_{in} - T_a)}{G}$$

Nei collettori piani il fattore  $K_{\theta}$  utilizzato nella (5.22) si può calcolare con la seguente relazione:

$$(5.25) \quad K_{\theta} = \left[ 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos(\vartheta)} - 1 \right) \right]$$

dove il coefficiente  $b_0$  dipende dalle proprietà ottiche del vetro; esso assume il valore 0,10 per un collettore a singolo vetro [8].

### 5.3 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. 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. Il fluido freddo, prelevato dal fondo del serbatoio, viene inviato ai collettori, che lo riscaldano, e reimpresso nel serbatoio ad una temperatura più elevata. Il flusso si muoverà 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. 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 5.3.1*). Questo strato agisce come barriera fisica ostacolando il mescolamento tra il fluido caldo e quello freddo e mantenendo stabile il gradiente di temperatura. 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.

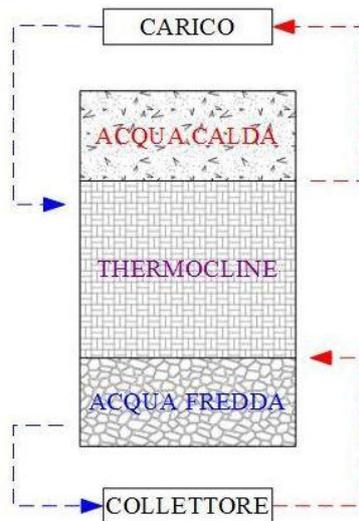


Figura 5.3.1: Accumulo stratificato

L'ipotesi alla base del comportamento sopradescritto è che la temperatura di ingresso del fluido caldo 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 caldo in ingresso costante.

### 5.3.1 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. 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;
- 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.

### 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). 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. 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  $(L^*/L)^{[1]}$  è funzione del numero di Richardson<sup>[2]</sup> [8]:

- 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;
- per valori di  $Ri$  superiori a 10, la stratificazione termica risulta indipendente dalla geometria degli ingressi.

In *Tabella 5.3.1.1* 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.

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

*Tabella 5.3.1.1: Caratterizzazione della stratificazione mediante parametri*

### 5.3.2 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 [7]:

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

$$(5.26) \quad K_S = \frac{F_R F_H [\alpha_e A_a q_s - A_r U_L (T_i - T_\infty)]}{F_R F_H [\alpha_e A_a q_s - A_r U_L (T_s - T_\infty)]}$$

Questo coefficiente rappresenta un valore giornaliero sulla base di dati solari orari.

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;

$\alpha$  = prodotto assorbenza trasmittanza effettiva;

$U_L$  = coeff. di trasmissione del calore;

$T_i$  = temperatura proveniente dal fondo del serbatoio;

$T_\infty$  = temperatura ambiente;

$T_S$  = temperatura media del serbatoio.

- il *fattore di stratificazione*, 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:

$$(5.27) \quad ST = \sum_{i=1}^N \frac{M_i(T_i - T_{\text{mean}})^2}{M_T}$$

dove:

$N$  = numero di *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;

$T_{\text{mean}}$  = 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*, 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:

$$(5.28) \quad \xi = \frac{\Delta T_{\text{actual}} T_{\text{mean,actual}}}{\Delta T_{\text{ideal}} T_{\text{mean,ideal}}}$$

dove:

$\Delta T_{actual}$  = differenza di temperatura attuale del fluido nel serbatoio;

$\Delta T_{ideal}$  = 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. 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:

$$(5.29) \quad Q_{st} = \sum_{j=1}^J |Q_j(t)|$$

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  $Q_u$ :

$$(5.30a) \quad \eta_h = \frac{Q_{st}(t)}{Q_u(t)}$$

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:

$$(5.30b) \quad \eta_d = \frac{Q_{out}(t)}{Q_{st}(t=0)}$$

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  $Q_{max}$ :

$$(5.30c) \quad \eta_c = \frac{Q_{st}(t)}{Q_{max}}$$

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  $Q_{st}$  :

$$(5.31) \quad \eta_{dc} = \frac{Q_{out}(t)}{Q_{st}}$$

Altre misure di efficienza sono effettuate mediante analisi energetica: energia di scarico, di carico, di riscaldamento. 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 6: Modello matematico

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 6.1). 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 considerano le altezze in cui il flusso in ingresso e quello in uscita raggiungono i rispettivi strati. 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.

Il sistema di accumulo per energia solare (descritto al capitolo 4) è stato modellato in MATLAB, considerando il serbatoio di acqua fredda assente: in questo caso si è semplificata la modellazione assumendo che l'acqua in ingresso all'accumulo provenisse direttamente dalla rete idrica locale. Si assume inoltre per il serbatoio una 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 rispettivamente mediante impiego del metodo di Heun (metodo esplicito del secondo ordine)<sup>[3]</sup> e della funzione ODE45. Tale funzione utilizza il metodo di Runge Kutta esplicito (del quarto o quinto ordine): si tratta di un risolutore a singolo passo, cioè nella computazione di  $y(t_n)$ , richiede soltanto la soluzione nel passo immediatamente precedente,  $y(t_{n-1})$ . È stato realizzato un singolo modello numerico che vale sia per il serbatoio a mescolamento perfetto, sia per quello perfettamente stratificato (equivalente, nel caso di un unico nodo, al modello a mescolamento perfetto). La struttura del modello presenta 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). È 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.

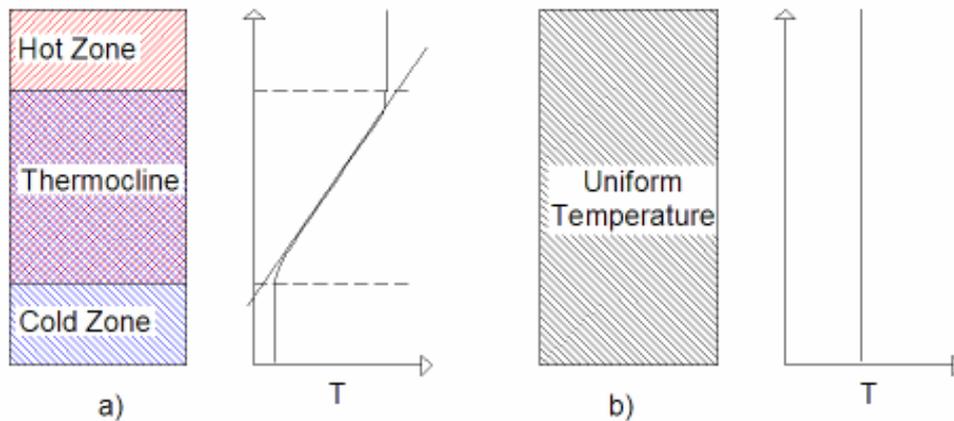


Figura 6.1: Modelli di accumulo: a) Thermocline, b) Mescolamento perfetto

## 6.1 Ipotesi di distribuzione uniforme della temperatura (Mescolamento Perfetto)

Si vuole modellare il sistema solare in esame attraverso lo studio del suo accumulo termico. Il sistema è costituito da un serbatoio di accumulo contenente acqua, un campo collettori (formato da due pannelli) e un carico termico (Figura 6.1.1). 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 e quello inviato al carico termico è espresso in termini di energia (MJ in un'ora) ed è inizialmente assunto costante nell'intervallo orario. Si calcola così la temperatura  $T_S$  del serbatoio al termine dell'orario scelto per l'analisi e, in questo caso, vale l'ipotesi di mescolamento perfetto (temperatura  $T_S$  del serbatoio uniforme).

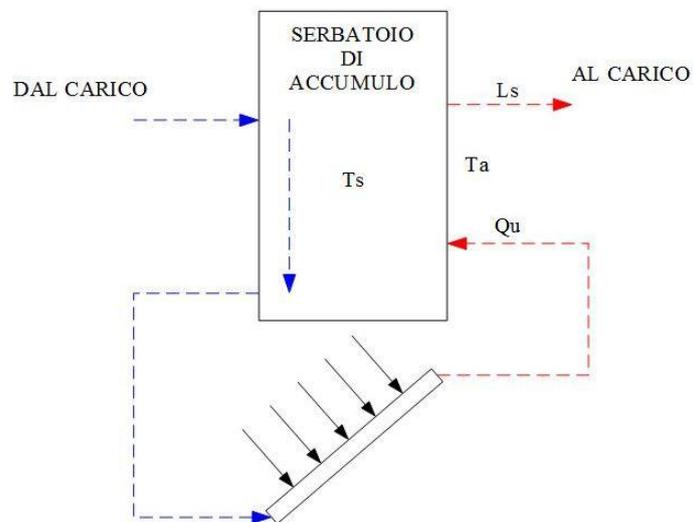


Figura 6.1.1: Impianto solare termico

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

$$(6.1) \quad (mc_p)_S \frac{dT_S}{dt} = \dot{Q}_U - \dot{L}_S - (UA)_S(T_S - T_a)$$

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  $\Delta T_S$ . I termini  $\dot{Q}_U$  e  $\dot{L}_S$  rappresentano i 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  $(UA)_S(T_S - T_a)$  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  $\dot{Q}_U$  e  $\dot{L}_S$  istantanei (MJ/secondo), ed effettuo le seguenti sostituzioni:

$$(6.2) \quad h = \left( \frac{(\dot{Q}_U - \dot{L}_S) \cdot 10^6}{3600} + (UA)_S T_a \right) \left( \frac{1}{(mc_p)_S} \right)$$

$$(6.3) \quad k = - \frac{UA}{(mc_p)_S}$$

l'equazione diventa:

$$(6.4) \quad \frac{dT_S}{dt} = kT_S + h$$

L'equazione può essere risolta numericamente assegnando la condizione iniziale  $T_S(0)$  del serbatoio.

## 6.2 Ipotesi di distribuzione monodimensionale della temperatura (Perfetta Stratificazione)

Il modello monodimensionale si basa sull'ipotesi di distribuzione della temperatura all'interno del serbatoio nella sola direzione verticale, considerando trascurabile la differenza 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. 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).

Per il caso in esame è stato modellato il comportamento del serbatoio (ipotizzato perfettamente stratificato) con approccio Multinode (*Figura 6.2.1*).

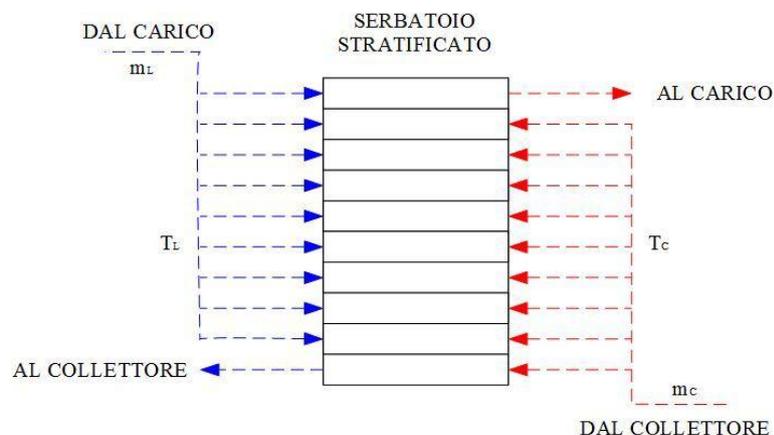


Figura 6.2.1: Accumulo Stratificato

## Modello Stratificato: Approccio Multinode

Per formulare le equazioni del serbatoio con l'approccio Multinode è necessario fare delle ipotesi su come l'acqua entri nel serbatoio e come si distribuisca tra i nodi. 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 o dalla rete raggiunga lo strato presente alla quota scelta rispettivamente per l'ingresso o l'uscita della tubazione dal serbatoio, senza mescolamento verticale per effetto dell'immissione di fluido (modello di Sharp). In riferimento al caso di studio si distinguono le altezze caratteristiche:

$H$  = altezza del serbatoio di accumulo;

$h_1$  = quota di ingresso della tubazione per l'acqua dalla rete (presa dalla sommità del serbatoio);

$h_2$  = quota di uscita della tubazione per l'acqua all'utenza e pelo libero del fluido (presa dalla sommità del serbatoio);

$h_3$  = quota di ingresso della tubazione per l'acqua dal collettore (presa dalla base del serbatoio);

$h_n = (H-h_2)/n_{\text{nodi}}$  = altezza di ogni nodo di fluido nel serbatoio.

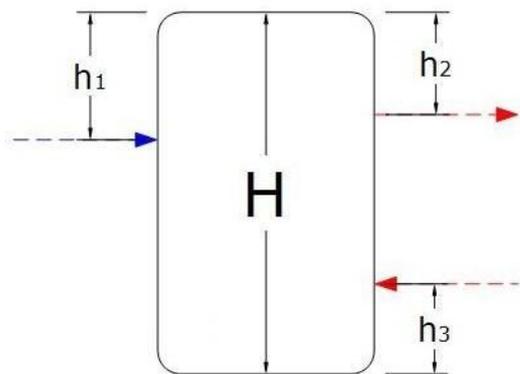
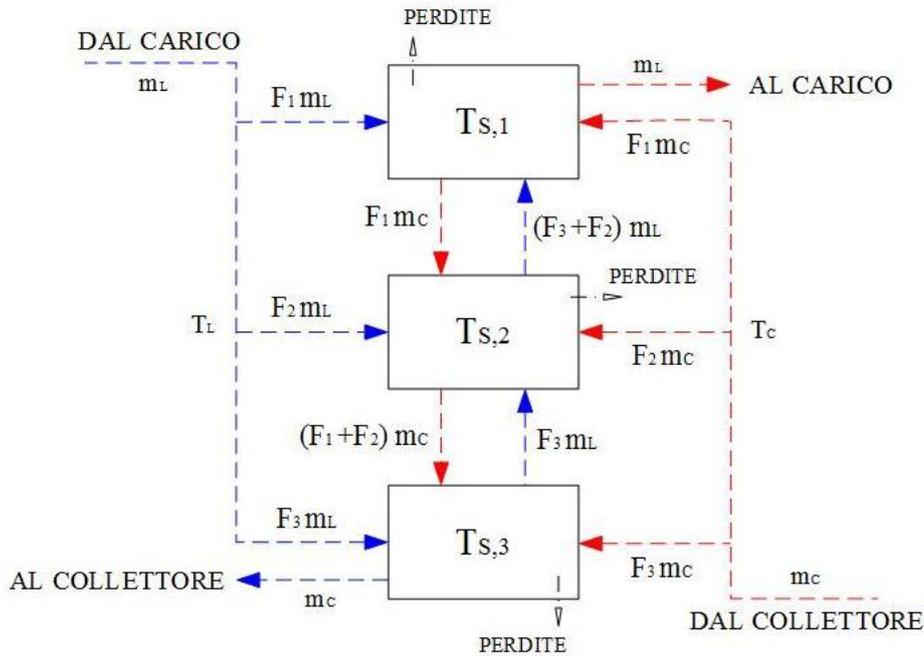


Figura 6.2.2: Altezze caratteristiche

Dati i limiti geometrici e meccanici del sistema, dovuti alla presenza della valvola a galleggiante all'interno del serbatoio, le altezze caratteristiche possono variare rispettando i seguenti vincoli:

- $h_2 > 0$ , dato dal volume sottratto al serbatoio dal galleggiante: per un corretto dimensionamento si ipotizza  $h_2 = 20 \div 35$  cm.
- $h_1 > h_2$ , dato dalla presenza della valvola per l'ingresso dell'acqua dalla rete: considerando la funzionalità per affondamento della valvola, si ipotizza  $h_1 = h_2 + (5 \div 10)$ cm. Nonostante venga naturale pensare all'introduzione dell'acqua dalla rete direttamente dal fondo del serbatoio, questo non è meccanicamente possibile per il caso di studio esaminato, poiché non si avrebbe un angolo di lavoro opportuno per la valvola a galleggiante.
- in generale le altezze caratteristiche del serbatoio non devono limitare il moto del fluido entrante o uscente dallo stesso: devono quindi essere presenti differenze di quote tali da permettere la circolazione naturale fra il collettore e l'accumulo.

Il grado di approssimazione alla perfetta stratificazione dipende dal numero di nodi. In *Figura 6.2.3* è rappresentato lo schema di funzionamento del modello multinode per un sistema a 3 nodi.



*Figura 6.2.3: Approccio Multinode, Modello a 3 nodi*

E' possibile poi definire una funzione di controllo  $F_i^C$  per determinare quale nodo riceve il fluido dal collettore:

$$(6.5) \quad F_i^C = \begin{cases} 1 & \text{se } i = n^C \\ 0 & \text{altrimenti} \end{cases}$$

dove:

$i$  =  $i$ -esimo nodo, compreso fra 1 ed  $n_{\text{nodi}}$ ;

$n^C$  = nodo di ingresso del fluido dal collettore (partendo dall'alto nella numerazione dei nodi).

Analogamente è possibile definire una funzione di controllo  $F_i^L$  per il fluido proveniente dalla rete. Dato che la tubazione in ingresso in questo caso percorre in altezza una parte considerevole del serbatoio (fino alla base di quest'ultimo), si è deciso di attribuire solo all' $n$ -esimo nodo l'ingresso diretto del fluido dalla rete, valutando poi per i restanti nodi attraversati dalla tubazione una rimozione di calore per convenzione. Si introduce quindi un'ulteriore funzione di controllo  $F_i^h$  per valutare quali nodi sono coinvolti nell'attraversamento della tubazione in ingresso.

$$(6.6) \quad F_i^L = \begin{cases} 1 & \text{se } i = n\_nodi \\ 0 & \text{altrimenti} \end{cases}$$

dove:

$i$  =  $i$ -esimo nodo, compreso fra 1 ed  $n\_nodi$ ;

$n\_nodi$  = numero di nodi/  $n$ -esimo nodo (adiacente alla base del serbatoio).

$$(6.7) \quad F_i^h = \begin{cases} 0 & \text{se } i < n^L \\ 0 & \text{se } i = n\_nodi \\ 1 & \text{altrimenti} \end{cases}$$

dove:

$i$  =  $i$ -esimo nodo, compreso fra 1 ed  $n\_nodi$ ;

$n^L$  = nodo di ingresso della tubazione per l'acqua dalla rete (partendo dall'alto nella numerazione dei nodi).

Per ogni nodo, isoterma ed a volume costante, vengono scritte le equazioni di bilancio della massa e dell'energia. In particolare, nel codice funzione del programma, vengono scritte tre equazioni, valide rispettivamente per il primo, l' $n$ -esimo e l'ultimo nodo:

$$(6.8i) \quad \frac{dT_{S,1}}{dt} = \frac{1}{(m_1 c_p)_S} [F_1^C \dot{m}_C c_P (T_C - T_{S,1}) + F_1^L \dot{m}_L c_P (T_L - T_{S,1}) - UA_1 (T_{S,1} - T_a) + \delta_1 \gamma_1 (-T_{S,1}) + (1 - \delta_1) \gamma_1 (T_{S,1} - T_{S,2}) - F_1^h K' (T_{S,1} - T_L)]$$

$$(6.8ii) \quad \frac{dT_{S,i}}{dt} = \frac{1}{(m_i c_p)_S} [F_i^C \dot{m}_C c_P (T_C - T_{S,i}) + F_i^L \dot{m}_L c_P (T_L - T_{S,i}) - UA_i (T_{S,i} - T_a) + \delta_i \gamma_i (T_{S,i-1} - T_{S,i}) + (1 - \delta_i) \gamma_i (T_{S,i} - T_{S,i+1}) - F_i^h K' (T_{S,i} - T_L)]$$

$$(6.8iii) \quad \frac{dT_{S,N}}{dt} = \frac{1}{(m_N c_p)_S} [F_N^C \dot{m}_C c_P (T_C - T_{S,N}) + F_N^L \dot{m}_L c_P (T_L - T_{S,N}) - UA_N (T_{S,N} - T_a + \delta_i \gamma_i T_{S,N-1} - T_{S,N+1} - \delta_i \gamma_i T_{S,N} - F_N^h K' (T_{S,N} - T_L)]$$

Analizzando ora i singoli termini che compongono le tre equazioni sopra esposte si può dire che:

$Q_S = (m_i c_p)_S \Delta T_S$  rappresenta la capacità termica totale di un ciclo di massa  $m_i$ , che opera nell'intervallo di temperature  $\Delta T_S$ ;

$F_i^C \dot{m}_C c_p (T_C - T_{S,i})$  rappresenta il calore proveniente dal collettore;

$F_i^L \dot{m}_L c_p (T_L - T_{S,i})$  rappresenta l'energia sottratta al serbatoio e inviata all'utenza;

$UA_i (T_{S,i} - T_a)$  rappresenta la dispersione di calore dalla parte di superficie del serbatoio relativa al nodo  $i$ -esimo nell'ambiente circostante a temperatura  $T_a$ ;

$F_i^h K' (T_{S,i} - T_L)$  rappresenta la dissipazione di calore per convezione dovuta all'ingresso nel serbatoio del tubo contenente acqua proveniente dalla rete;

dove:

$m_i =$  massa del nodo  $i$ -esimo [kg], data dal rapporto fra la massa totale di fluido contenuto nel serbatoio e il numero di nodi scelto per l'analisi;

$\dot{m}_C, \dot{m}_L =$  portate massiche del fluido rispettivamente dal collettore e al carico [kg/h]: poiché nel serbatoio di accumulo vi dev'essere sempre la stessa quantità di fluido (grazie alla valvola a galleggiante), si ipotizza una portata massica del fluido proveniente dalla rete uguale a quella del fluido inviato al carico.

Per ottenere il valore orario di  $\dot{m}_C$  è necessario, invece, prendere in considerazione parametri di diversa natura (fra cui irraggiamento, posizione del sito, geometria del collettore, ecc). Ricordando che la radiazione solare incidente su una superficie è legata alla posizione del Sole nel cielo e all'orientamento della superficie stessa (*Figura 6.2.4*), possiamo definire alcune grandezze quali [13]:

$$(6.9) \quad \delta = 23,5 \cdot \sin \left[ (D - 80) \cdot \frac{360}{365} \right]$$

$$(6.10) \quad \tau = 15 \cdot (t - 12)$$

$$(6.11) \quad \sin \beta = \sin L \cdot \sin \delta + \cos L \cdot \cos \delta \cdot \cos \tau$$

dove:

$\delta$  = declinazione solare [°];

$D$  = numero del giorno scelto per l'analisi (partendo dal 1° gennaio);

$\tau$  = angolo orario [°];

$t$  = ora scelta per l'analisi;

$L$  = latitudine del sito (nel caso in esame  $L=30^\circ$ ) [°].

L'angolo di incidenza  $\theta$  dei raggi solari, colpendi una superficie inclinata di un angolo  $\phi$  rispetto all'orizzonte, è data da:

$$(6.12) \quad \cos\theta = \cos\beta \cdot \cos\gamma \cdot \sin\phi + \sin\beta \cdot \cos\phi$$

dove  $\phi$  rappresenta l'angolo di inclinazione del collettore e, nel caso quest'ultimo sia rivolto completamente a Sud,  $\gamma = \cos\delta \cdot \sin\tau / \cos\beta$ .

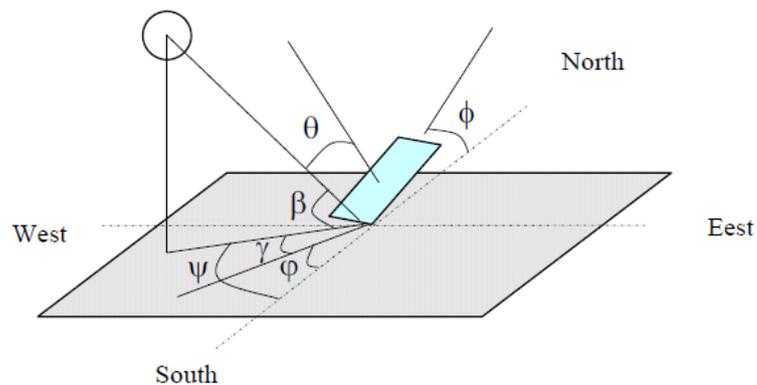


Figura 6.2.4: Angoli solari per una superficie inclinata

L'intensità di irradiazione solare è data da [14]:

$$(6.13) \quad I = A \cdot e^{\left(\frac{B}{\sin\beta}\right)} \cos\theta$$

dove  $A$  e  $B$  sono parametri mensili definiti da [14].

<i>Mese</i>	A [W/m <sup>2</sup> ]	B
Gennaio	1230	0.142
Febbraio	1215	0.144
Marzo	1186	0.156
Aprile	1136	0.180
Maggio	1104	0.196
Giugno	1088	0.205
Luglio	1085	0.207
Agosto	1107	0.201
Settembre	1152	0.177
Ottobre	1193	0.160
Novembre	1221	0.149
Dicembre	1234	0.142

Calcolati i parametri relativi alla posizione del Sole, è possibile studiare le grandezze che caratterizzano la circolazione del fluido nel collettore.

La portata può essere valutata attraverso lo scambio termico e di massa del fluido durante la circolazione naturale, nata dalla differenza di densità fra il liquido caldo e quello freddo e dalle perdite di pressione nei tubi del collettore, in accordo con la seguente equazione (*Figura 6.2.5*):

$$(6.14) \quad \Delta P_B = \Delta P_f$$

dove  $\Delta P_B$  rappresenta la forza motrice data dalla circolazione naturale, mentre  $\Delta P_f$  è riferito alla caduta di pressione lungo il circuito. In dettaglio:

$$(6.15) \quad \Delta P_B = g\beta' \rho \sin\phi \int_0^{L_c} (T_{(x)} - T_i) dx + g\beta' \rho (T_0 - T_i) H$$

dove:

$g$  = accelerazione di gravità [m/s<sup>2</sup>];

$\beta'$  = coefficiente di dilatazione termica dell'acqua [K<sup>-1</sup>];

$\rho$  = densità dell'acqua [kg/m<sup>3</sup>];

$L_C$  = lunghezza del collettore [m];

$H$  = altezza del serbatoio di accumulo [m];

$T_0$  = temperatura di uscita del fluido dal collettore [°C];

$T_i$  = temperatura di ingresso del fluido nel collettore [°C].

La distribuzione di temperatura nei tubi del collettore può essere descritta dall'equazione lineare:

$$(6.16) \quad T_{(x)} - T_i = \frac{T_0 - T_i}{L_c} x$$

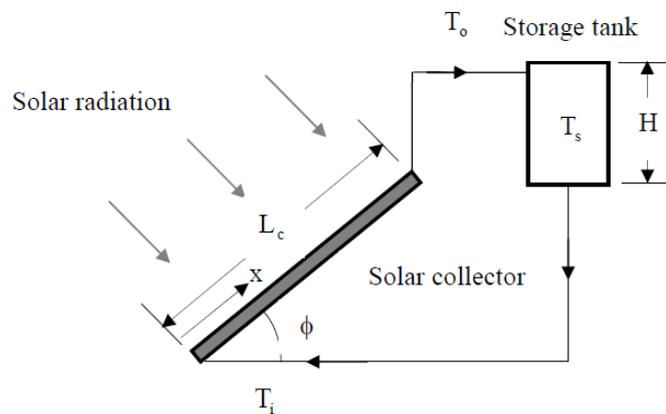


Figura 6.2.5: Circolazione naturale nel sistema solare termico

Integrando l'equazione (6.15) e ricordando che all'equilibrio la forza di galleggiamento è uguale alla resistenza per attrito lungo il circuito, otteniamo:

$$(6.17) \quad \Delta P_B = \Delta P_f = g\beta' \rho (T_0 - T_i) \left[ \frac{L_c \sin \phi}{2} + H \right]$$

La caduta di pressione nei tubi del collettore è data da:

$$(6.18) \quad \Delta P_f = \frac{1}{2} \rho f \frac{u^2 L_c}{2d_c}$$

dove:

$$f = \frac{64\nu}{d_c u}, \text{ per un flusso laminare;}$$

$\nu$  = viscosità cinematica dell'acqua [m<sup>2</sup>/s];

$u$  = velocità dell'acqua [m/s];

$d_c$  = diametro dei tubi [m].

Per un numero N di tubi paralleli nel collettore, la portata massica [kg/s] è data da:

$$(6.19) \quad \dot{m} = \frac{\pi}{4} N \rho u d_C^2 \quad \rightarrow \quad u = \frac{4\dot{m}}{N \rho \pi d_C^2}$$

Dalle equazioni precedenti otteniamo:

$$(6.20) \quad 64 \frac{v L_C \dot{m}}{\pi N d_C^4} = \rho g \beta' (T_0 - T_i) \left[ \frac{L_C \sin \phi}{2} + H \right]$$

La differenza di temperatura ( $T_0 - T_i$ ) può essere valutata dal bilancio termico del collettore come:

$$(6.21) \quad (T_0 - T_i) = \frac{I \alpha A_C - h A_C (T_m - T_a)}{\dot{m} c_p}$$

dove:

$\alpha$  = fattore di assorbimento;

$$T_m = \frac{T_0 + T_i}{2};$$

$h = 2.8 + 3u_w$  con  $u_w$  = velocità del vento [m/s].

Risolvendo infine il sistema a due equazioni in due incognite [(6.20) e (6.21)] si ottengono i valori orari cercati di  $\dot{m}_C$ .

$c_p = 4185$  [J/(kgK)] = *calore specifico a pressione costante dell'acqua*;

$T_C, T_L$  = *temperatura del fluido rispettivamente dal collettore e dalla rete [K]*: poiché all'inizio di ogni ciclo di analisi il fluido dentro all'accumulo si considera freddo, la temperatura del fluido inviato all'utenza è uguale a quella del fluido fornito dalla rete (nel nostro caso la temperatura varierà stagionalmente poiché la rete è rappresentata da un serbatoio esposto agli agenti atmosferici).

Il valore di  $T_L$  viene introdotto dall'utente in base alla stima della temperatura dell'acqua nella rete idrica locale: questo dato si considera costante durante l'arco della giornata.

Il valore di  $T_C$  si ricava dall'equazione (6.20) o (6.21), avendo note tutte le grandezze e la portata  $\dot{m}_C$ , ovvero:

$$(6.22) \quad T_C = \frac{64\nu L_C}{\rho g \beta' \left[ \frac{L_C \sin \phi}{2} + H \right] \pi N d_C^4} \dot{m}_C + T_L$$

(dato variabile di ora in ora durante l'arco della giornata).

$T_{S,i}$  = temperatura del fluido presente al nodo  $i$ -esimo [K];

$T_a$  = temperatura dell'ambiente in è posto il sistema [K];

$U$  = coefficiente di scambio termico globale del serbatoio di accumulo [ $W/(m^2K)$ ], valutato considerando la conducibilità termica dell'isolamento (polistirolo) pari a 0,04 W/(mK) [10];

$A_i$  = superficie di scambio termico del serbatoio per il nodo  $i$ -esimo [ $m^2$ ]: per il primo e l'ultimo nodo si aggiunge a quest'ultima la superficie di base del serbatoio.

$$Q_{conv} = \frac{K 2 \pi L (T_e - T_i)}{\ln \frac{R_e}{R_i}}, \quad \text{da cui} \Rightarrow \quad K' = \frac{K 2 \pi h_n}{\ln \frac{R_e}{R_i}};$$

valutato considerando la conducibilità termica del materiale della tubazione (polipropilene) pari a 0,22 W/(mK) e assumendo un raggio esterno ed un raggio interno per la tubazione rispettivamente di 10,4 mm e di 8,3 mm.

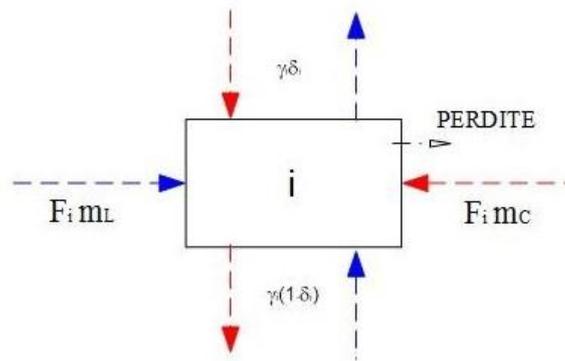
Inoltre, studiando il flusso tra i nodi (che può andare verso l'alto o verso il basso a seconda dei flussi dal collettore e al carico), si definiscono i termini  $\delta_i \gamma_i (T_{S,i-1} - T_{S,i})$  e  $(1 - \delta_i) \gamma_i (T_{S,i} - T_{S,i+1})$ , rappresentanti i flussi di calore tra nodi contigui (in ingresso o in uscita), dove:

$$(6.23) \quad \gamma_i = c_p [\dot{m}_C(S1) - \dot{m}_L(S2)]$$

$$\text{con } S1 = \sum_{j=1}^{i-1} F_j^C, \quad S2 = \sum_{j=i+1}^N F_j^L$$

$$(6.24) \quad \delta_i = \begin{cases} 1 & \text{se } \gamma_i > 0 \\ 0 & \text{se } \gamma_i \leq 0 \end{cases}$$

(si assume che i flussi di fluido in salita ed in discesa si mescolino prima dell'ingresso in ogni nodo). La *Figura 6.2.6* mostra il bilancio energetico per il nodo *i*-esimo.



*Figura 6.2.6: Bilancio al nodo i-esimo*

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. 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.

L'accuratezza del modello unidimensionale dipende strettamente dalle ipotesi e semplificazioni fatte, le cui 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 (convezione naturale).

# Capitolo 7: Applicazione ed ottimizzazione

## 7.1 Esempio di applicazione

### DATI INTRODOTTI DALL'UTENTE

Vengono ora riportati i dati che l'utente finale inserisce (attraverso appositi pop-up) durante l'esecuzione del programma. Tutti i parametri introdotti fanno riferimento all'analisi della stratificazione all'interno del serbatoio di accumulo.

Giorno e mese dell'analisi: 29 giugno

Orario di inizio e fine analisi: 9 ÷ 17

Temperatura media dell'ambiente: 28°C

Temperatura media dell'acqua dalla rete: 18°C

Coeff. di scambio termico globale (serbatoio): 0.55 W/(m<sup>2</sup>K)

Diametro del serbatoio: 0.6 m

Altezza del serbatoio: 1 m

Altezza h1: 0.37 m

Altezza h2: 0.3 m

Altezza h3: 0.25 m

Angolo di inclinazione del collettore: 41°

Area complessiva del campo collettori: 2.88 m<sup>2</sup>

Numero di nodi: 15

<i>Ora del giorno</i>	<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
<i>Portata al carico [kg/h]</i>	0	0	0	0	0	0	0	2	6	6	10	5

<i>Ora del giorno</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>	<i>18</i>	<i>19</i>	<i>20</i>	<i>21</i>	<i>22</i>	<i>23</i>
<i>Portata al carico [kg/h]</i>	2	1	0	0	3	6	10	5	7	2	1	0

<i>Nodo</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>
Temperatura iniziale [°C]	25	24.5	24	23.5	23	22.5	22	21.5	21	20.5	20	19.5	19	18.5	18

## RISULTATI E DISCUSSIONE

Una volta inseriti i dati il programma calcola, per ogni nodo e per ogni ora dell'analisi, l'andamento della temperatura all'interno del serbatoio.

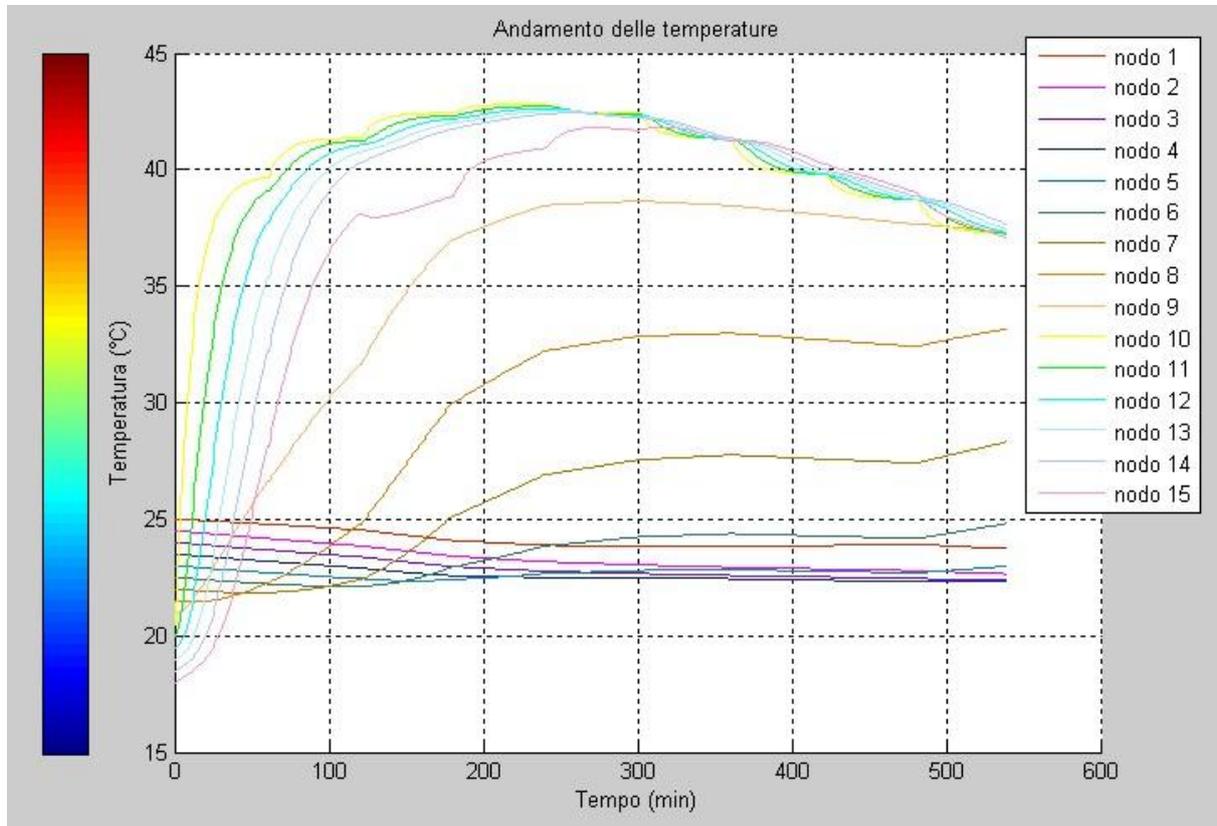


Figura 7.1.1: Andamento delle temperature nel serbatoio

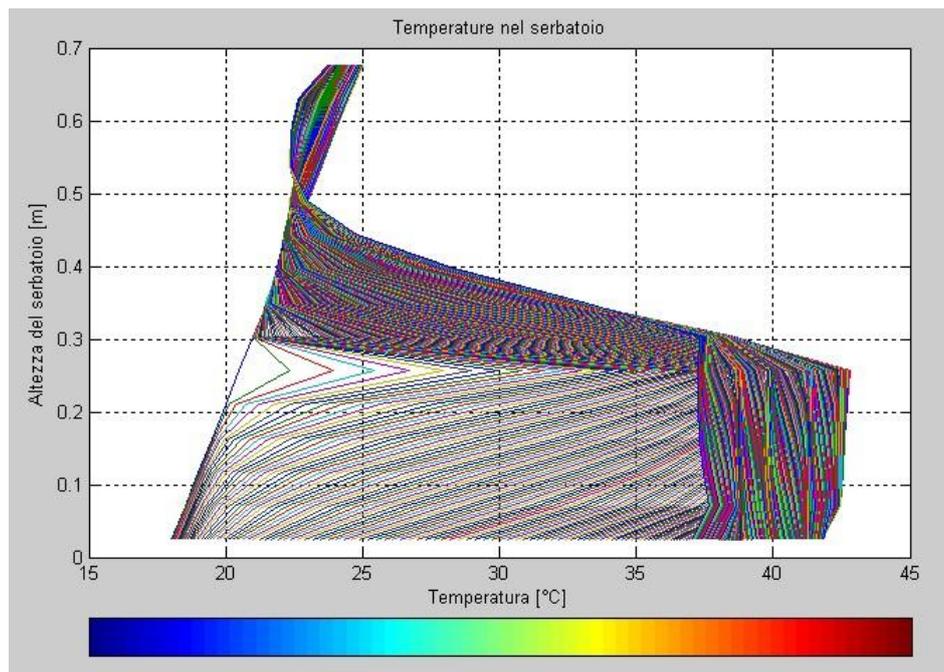


Figura 7.1.2: Andamento della temperatura rispetto alla geometria del serbatoio

Come si può facilmente intuire dalla *Figura 7.1.1*, le temperature nel serbatoio si distribuiscono in modo non efficace per l'utente finale, il cui desiderio è quello di avere l'acqua in uscita alla massima temperatura possibile. Questo "disturbo" dell'andamento delle temperature è dovuto soprattutto al fatto che il fluido caldo, proveniente dal collettore, entra nel serbatoio ad un'altezza non adeguata. Come si evince dalla *Figura 7.1.2*, il picco di calore si ha a 25 cm dalla base, punto in cui vi è l'ingresso dell'acqua calda. A questa quota però il fluido all'interno del serbatoio si trova ad una temperatura nettamente inferiore e nello stadio termocline. Il risultato è che per i primi nodi a partire dall'alto non vi è pressoché variazione di temperatura, mentre per i nodi sul fondo vi è un notevole innalzamento di quest'ultima. Il fenomeno appena descritto è, per ovvi motivi, controproducente poiché nostro interesse è quello di avere una stratificazione ideale tale da permettere al primo nodo di possedere la massima temperatura nel serbatoio. Andando poi a verificare la temperatura media nel primo nodo (mantenendo le configurazioni sopra elencate) essa risulta di 24,12 °C; certamente l'acqua a questa temperatura non può essere definita calda. Ricordando inoltre che l'analisi viene effettuata in estate i risultati sopra riportati sono da considerarsi alquanto deludenti, in relazione all'obiettivo del sistema.

## 7.2 Gli algoritmi genetici

Si definiscono algoritmi genetici (GA) i metodi di ricerca globale basati sul principio dell'evoluzione biologica teorizzato nel 1859 da Charles Darwin. Questi ultimi operano su una popolazione di potenziali soluzioni applicando la legge della sopravvivenza del più forte, evolvendo verso una soluzione che si spera si avvicini quanto più possibile alla reale soluzione del problema. Ad ogni generazione, un nuovo insieme di soluzioni è creato dal processo di selezione che, basandosi sul livello di adeguatezza (*Fitness*), seleziona i migliori membri della popolazione e li fa evolvere utilizzando una serie di operatori genetici derivanti dalla genetica naturale. Questo processo porta ad una evoluzione verso individui che meglio si adattano all'ambiente, o in altre parole, all'insieme di soluzioni che meglio rispondono al problema sottoposto ad esame. Ogni individuo della popolazione (o ogni soluzione) è codificato sotto forma di stringa, detta *Cromosoma*. Così come nella natura solamente gli individui che meglio si adattano all'ambiente sono in grado di sopravvivere e di riprodursi, anche negli algoritmi genetici le soluzioni migliori sono quelle che hanno la maggiore probabilità di trasmettere i propri geni alle generazioni future. Individui con *Fitness* elevata (rispetto alla media della popolazione) probabilmente verranno selezionati come genitori per la futura generazione di soluzioni.

Dopo aver selezionato un numero  $n$  di individui, l'algoritmo genetico simula la riproduzione sessuata che avviene in natura e ricombina il materiale genetico dei genitori, dando vita alla futura generazione di soluzioni. La ricombinazione avviene tramite operatori genetici di *CrossOver* e *Mutazione Puntuale*. La nuova generazione di soluzioni prende il posto della generazione precedente, dalla quale è nata per ricombinazione. Il processo viene reiterato per un numero  $x$  di volte fino a quando si raggiunge una approssimazione accettabile della soluzione al problema o il numero massimo di iterazioni prefissato.

Ricapitolando, gli elementi costitutivi di un algoritmo genetico sono:

- *Popolazione*: è costituita da un numero  $n$  di individui e ogni individuo rappresenta una possibile soluzione al problema;
- *Funzione Fitness*: è la funzione in grado di valutare quanto una soluzione è adatta a risolvere il problema dato (ad ogni soluzione corrisponde un valore di fitness);
- *Principio di selezione*: ha il compito di selezionare gli individui della popolazione (le soluzioni) che meglio rispondono al problema da risolvere. Le soluzioni con *Fitness* maggiore (rispetto alla media della popolazione) avranno maggiori possibilità di partecipare alla riproduzione e quindi di trasmettere alle future generazioni i propri geni;
- *Operatori genetici*: combinano i geni delle diverse soluzioni al fine di esplorarne di nuove. Una volta che un gruppo di soluzioni viene individuato come idoneo alla riproduzione, l'operatore genetico di *CrossOver*, emulando la riproduzione sessuata degli esseri viventi, combina i geni dei genitori e formula una nuova generazione di soluzioni. Un altro operatore genetico è la *Mutazione Puntuale*, che agisce direttamente sui figli andando a modificare un gene in modo casuale.

Di seguito si riporta lo schema di funzionamento di un algoritmo genetico (*Figura 7.2.1*).



*Figura 7.2.1: Schema di funzionamento di un algoritmo genetico*

## 7.3 Ottimizzazione del modello

Utilizzando l'applicazione OPTIMIZATION TOOL (MATLAB) si è riusciti a rendere ottimale l'altezza caratteristica  $h_3$ , considerata la quota responsabile del malfunzionamento dell'accumulo termico. Si è deciso di non procedere all'ottimizzazione delle altre quote del sistema, considerate quindi costanti. La scelta è motivata dal fatto che  $h_1$  risulta fondamentale per il corretto funzionamento della valvola a galleggiante e quindi non modificabile, mentre  $h_2$  si considera sempre corretta poiché rappresentante il pelo libero dell'acqua. In prima approssimazione i risultati ottenuti si sono rilevati promettenti, mostrando un notevole miglioramento della temperatura sottoposta a controllo. Questi i dati di input del programma:

Risolutore: Algoritmo Genetico (GA);

Numero di Variabili: 1;

Limiti:  $0 \div 0.7$ ;

Tutti gli altri parametri sono stati lasciati di default.

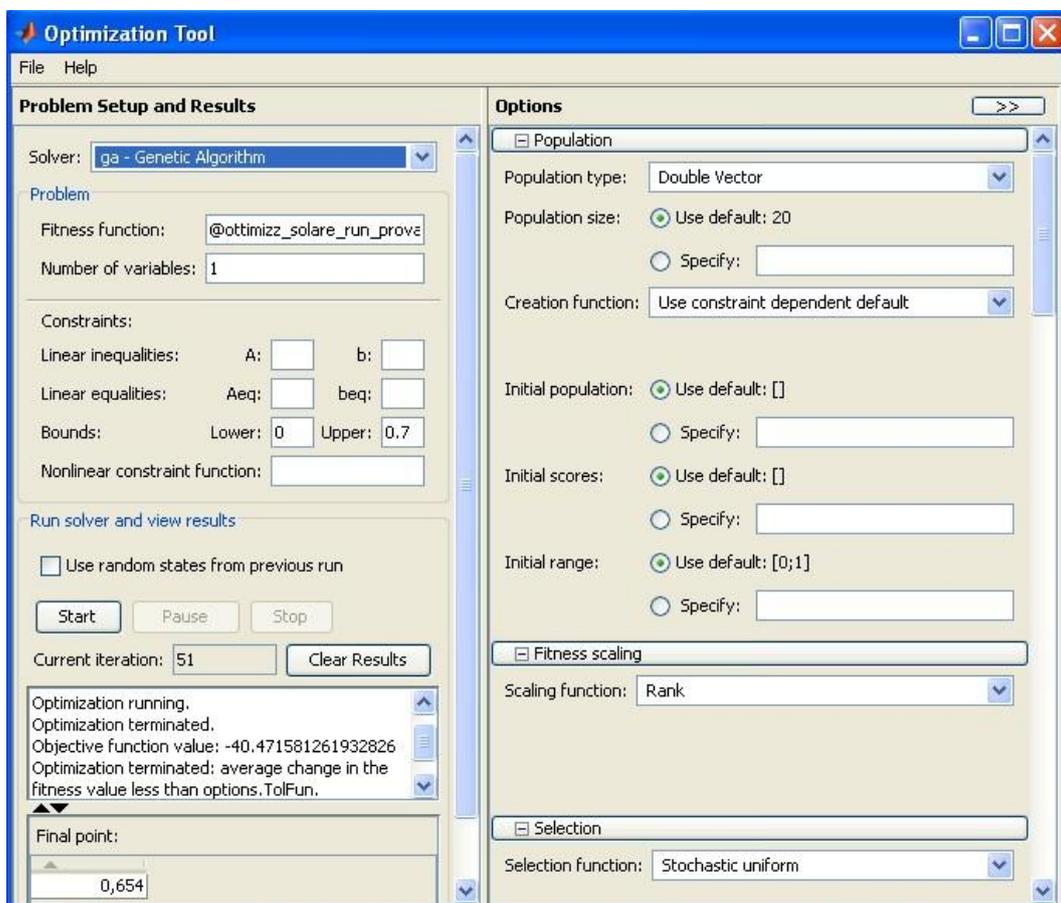


Figura 7.3.1: Finestra Optimization Tool

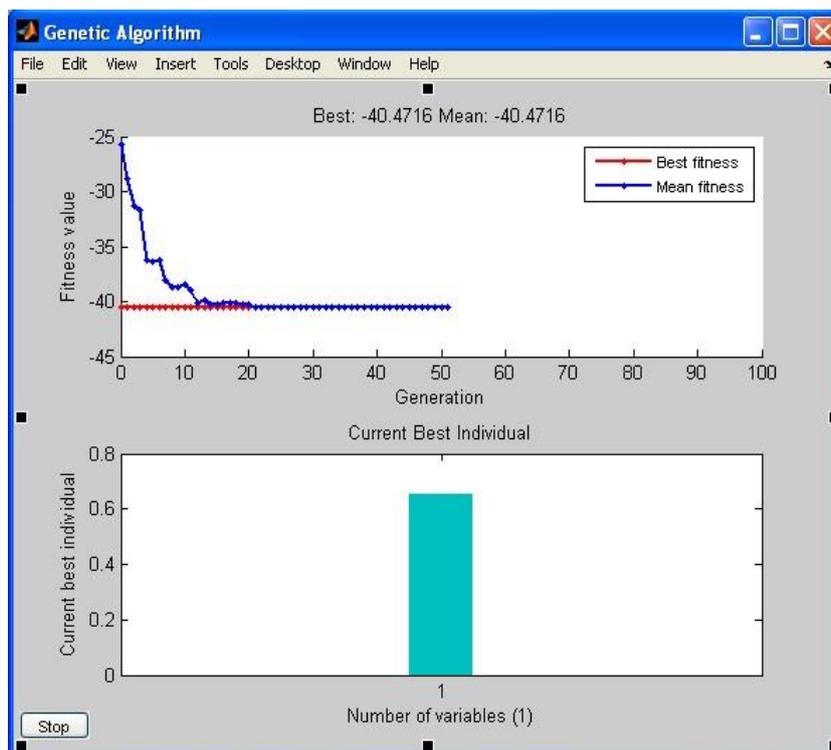


Figura 7.3.2: Risultati dell'ottimizzazione

Come si evince dalla *Figura 7.3.1* e *7.3.2* il risultato migliore per  $h_3$  risulta essere 0,654 metri; grazie alla nuova quota la temperatura media al primo nodo raggiunge i 40,47 °C, guadagnando così 16,35 °C rispetto alla configurazione non ottimizzata.

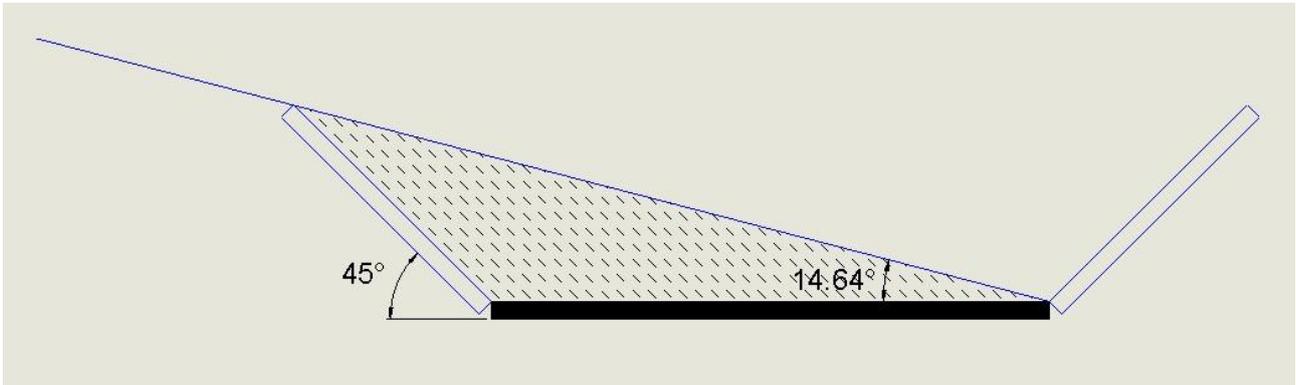
## 7.4 Studio di fattibilità del modello con ali riflettenti

### ALI LATERALI

Si valuta ora il comportamento dell'impianto aggiungendo ali riflettenti ai collettori solari. Questa soluzione (non dispendiosa e di facile montaggio) potrebbe incrementare il rendimento del sistema, andando ad aumentare la superficie di assorbimento dei collettori. Rispettando quindi l'intento della tesi, le ali sono costituite di materiale riflettente a basso costo; viene considerato tale l'acciaio lucidato a specchio, che rappresenta un buon compromesso fra economicità e rendimento. Negli schemi riportati di seguito si ipotizza un unico collettore di larghezza pari a 160 cm, con ali riflettenti larghe 80 cm montate su entrambe le estremità. Il montaggio avviene con un angolo di 45° e la lunghezza di ogni ala è uguale a quella del collettore. Si procede ora all'analisi del sistema appena descritto per l'angolo solare  $0^\circ < a < 180^\circ$  e ipotizzando una radiazione parallela al piano della sezione.

### CASO 1

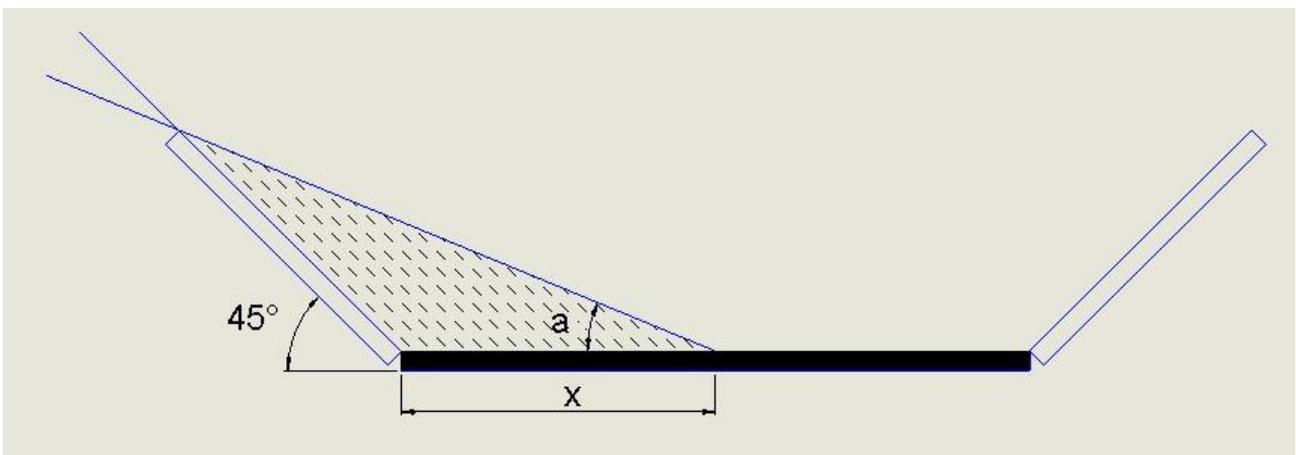
Al mattino presto la radiazione solare viene bloccata dall'ala; il collettore risulta completamente in ombra per cui la superficie di assorbimento corrisponde a zero. Questa situazione persiste finché  $0^\circ < a \leq 14,64^\circ$ .



### CASO 2

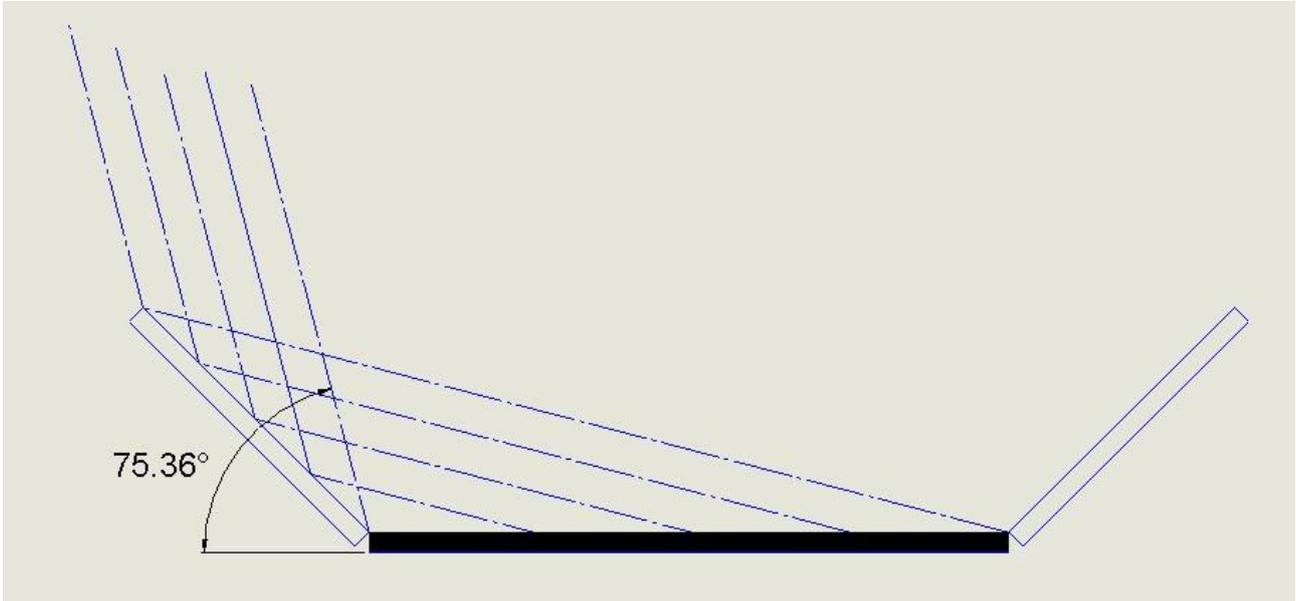
Per  $14,64^\circ < a \leq 45^\circ$  la radiazione solare colpisce solamente una parte del collettore, per cui non vi è ancora nessun beneficio dalla riflessione. In questo caso la porzione del collettore che raccoglie energia è data da  $(160 - x)$  cm, essendo  $x$  la quota che rappresenta la zona in ombra. Naturalmente si intuisce che all'aumentare dell'angolo solare la superficie di assorbimento aumenta. Utilizzando alcune semplici formule di trigonometria si ricava:

$$x = \frac{56,57}{\tan a} - 56,57$$



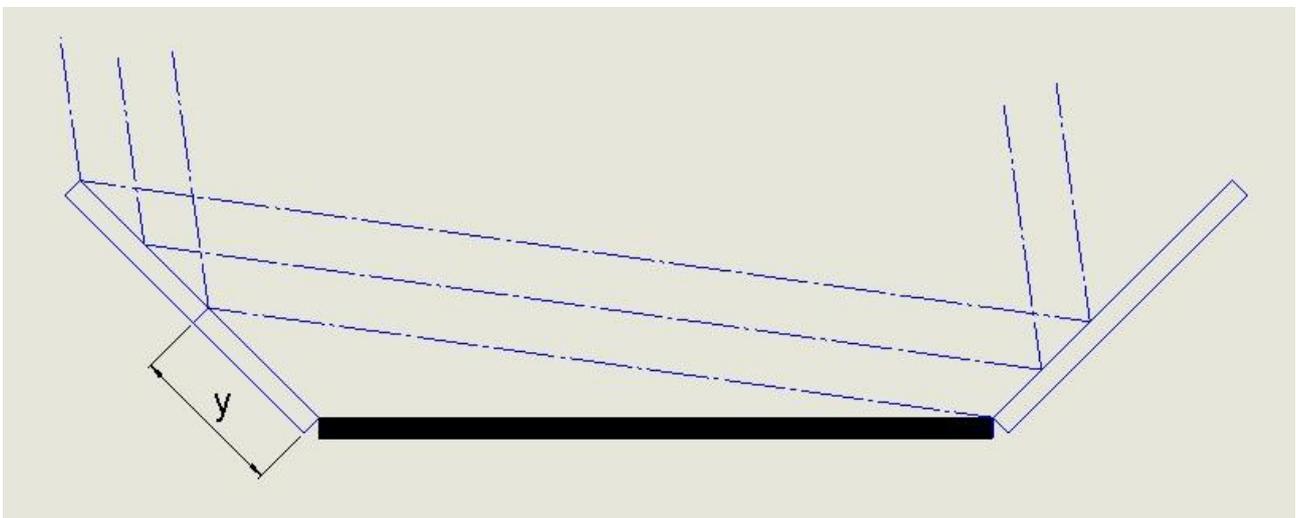
### CASO 3

Per  $45^\circ < a \leq 75,36^\circ$  tutta la radiazione emessa dal Sole viene riflessa dall'ala verso la superficie del collettore, con un guadagno proporzionale alla superficie alare normale alla radiazione.

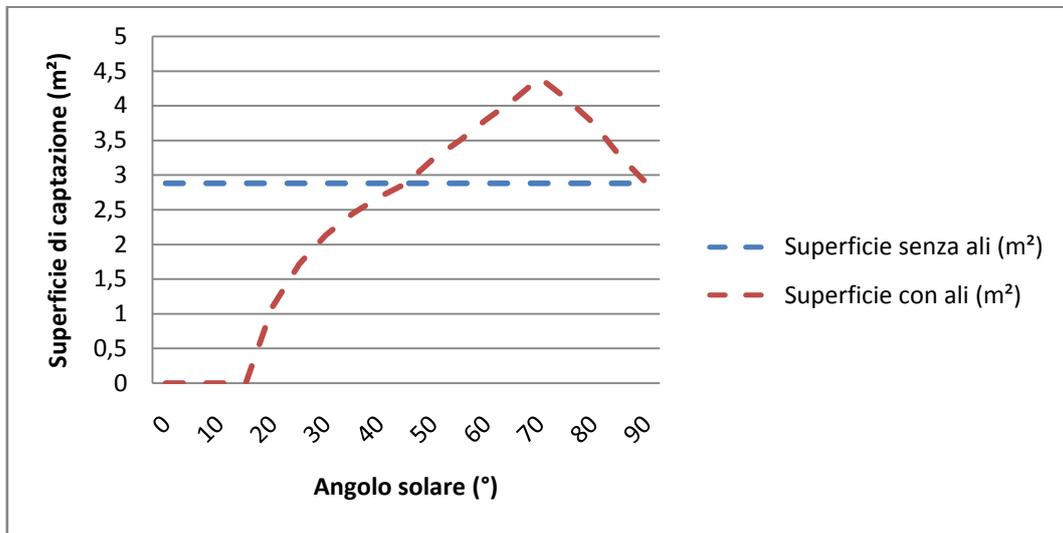


### CASO 4

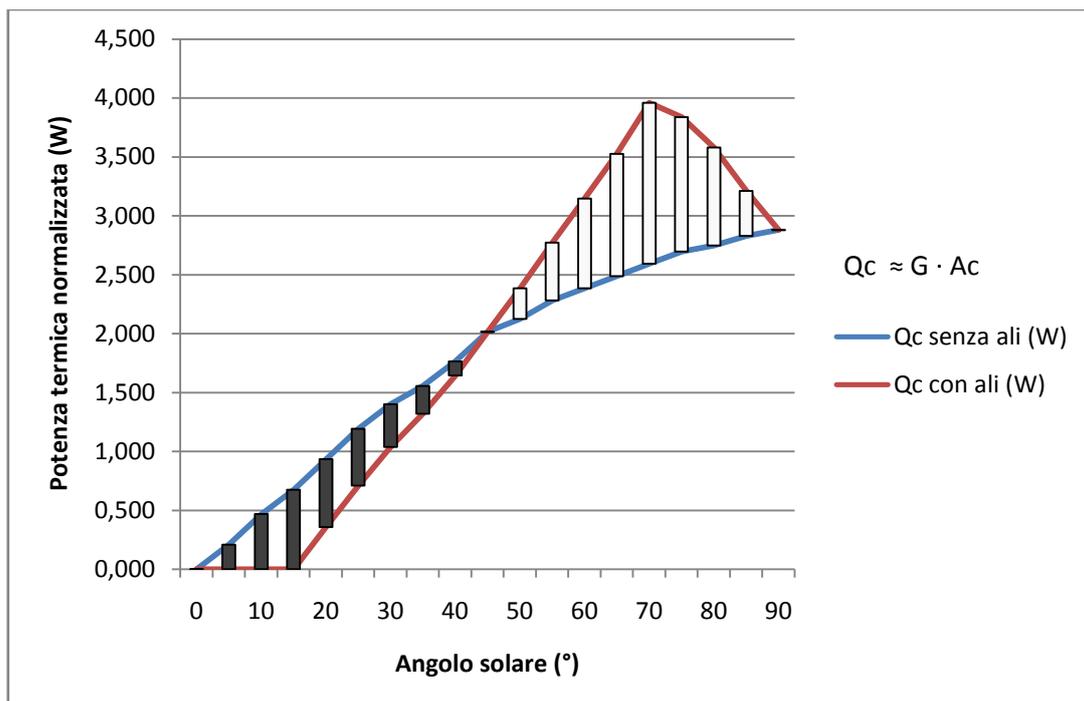
Il caso ultimo è rappresentato da  $a = 90^\circ$ , in cui tutti i raggi solari incidenti sull'ala vengono riflessi sull'ala opposta, senza alcun beneficio di riflessione. Per angoli solari minori, ovvero per  $75,36^\circ < a < 90^\circ$ , solamente una porzione di ala riflette la radiazione verso la superficie del collettore. La quota limite per la riflessione è rappresentata da  $y$ ; oltre questa altezza i raggi solari risultano troppo distanti dal collettore, e quindi riflessi lontano.



Viene ora riportato il grafico rappresentante la variazione della superficie di assorbimento del collettore, tenendo in considerazione le ipotesi di presenza/assenza delle ali riflettenti laterali.



Da notare che solo metà della giornata è stata analizzata, poiché per simmetria si otterranno gli stessi risultati per il pomeriggio. Come si evince dal grafico il contributo positivo delle ali riflettenti si ha per un angolo solare compreso fra 45° e 90°, mentre fra 0° e 45° il contributo risulta negativo (rispetto alla configurazione senza ali). Poiché il risultato ottenuto non è di facile interpretazione (non è chiaro se l'applicazione delle ali porti ad un miglioramento) viene ora riportato il grafico che rappresenta l'andatura della potenza termica assorbita dal collettore.



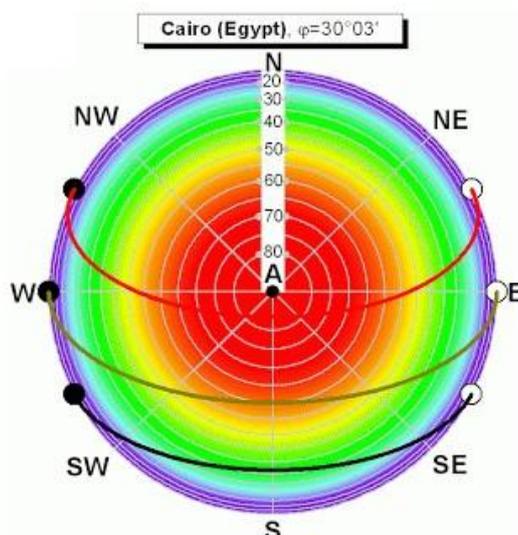
Ricordando la formula (5.17a)  $Q_C$  varia in funzione di  $G$  ed  $A_C$ , che rappresentano rispettivamente la radiazione solare incidente e la superficie di captazione del collettore. Calcolando l'area sottesa fra le curve e arrangiando i dati, otteniamo:

	Senza ali riflettenti	Con ali riflettenti
Area sottesa	<b>-15,64</b>	<b>31,46</b>

Anche se i risultati ottenuti sono da considerarsi approssimativi, emerge ora chiaro il beneficio che possono portare le ali riflettenti. La differenza fra le aree sottese è superiore a  $15 \text{ W}\cdot^\circ$ , che si traduce in un incremento della potenza termica vicino al 100%.

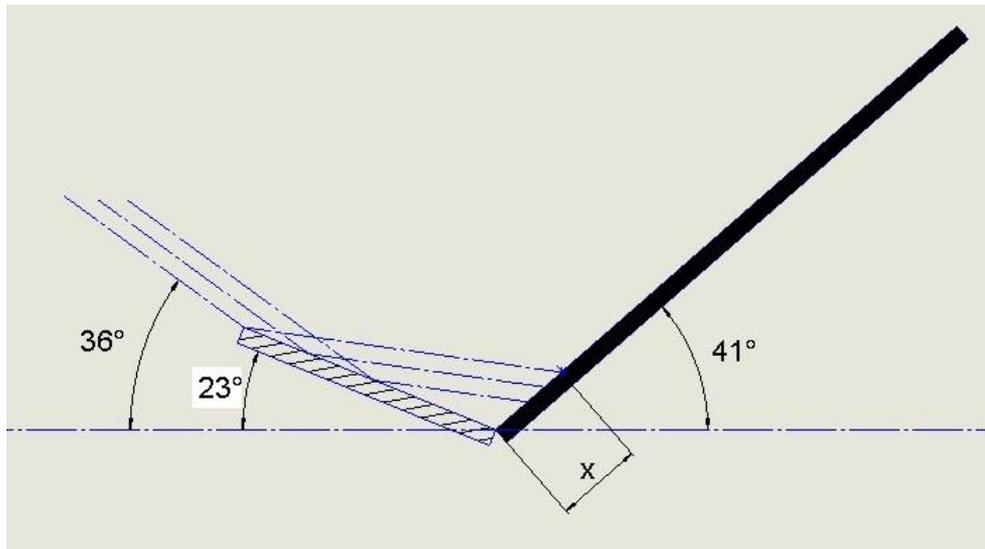
## ALA INFERIORE

Si valuta ora la possibilità di inserire un'ulteriore ala riflettente posizionata alla base del collettore; questa avrà il compito di intercettare le radiazioni originate dal Sole durante le ore centrali della giornata. Nell'analisi effettuata si considerano i raggi solari provenienti esattamente da Sud benché nella realtà i benefici della riflessione si hanno anche nell'intorno di questa direzione. Prendendo in considerazione il diagramma solare per il sito di installazione del sistema (Il Cairo – Lat.  $30^\circ$ ) si ricavano le altezze solari stagionali, rappresentanti l'angolo di inclinazione del Sole rispetto all'osservatore. Nel nostro caso i benefici dell'ala riflettente inferiore vengono perciò valutati utilizzando un'altezza solare compresa fra  $36^\circ$  (inverno) e  $82^\circ$  (estate). Si ipotizza inoltre un'angolazione di  $23^\circ$  dell'ala rispetto al terreno; questo dato risulta essere il migliore per l'obiettivo prefissato.



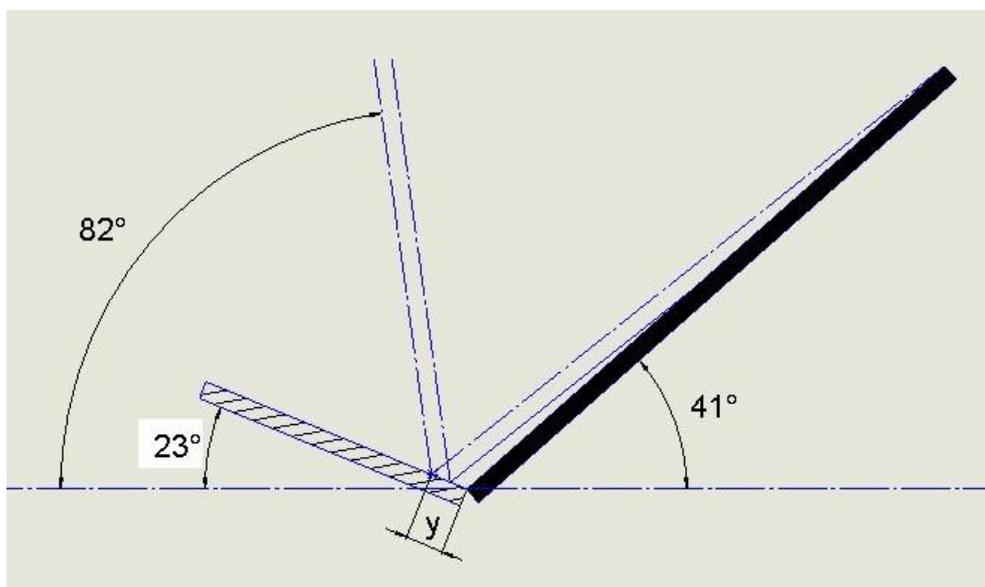
### CASO 1

L'ala viene completamente investita dalle radiazioni solari e queste vengono riflesse sulla superficie del collettore fino ad un'altezza  $x$  dipendente dall'altezza solare. Il caso limite, in cui tutta l'ala viene irradiata e la riflessione coinvolge tutto il collettore, è rappresentato dall'angolo di  $65^\circ$ .

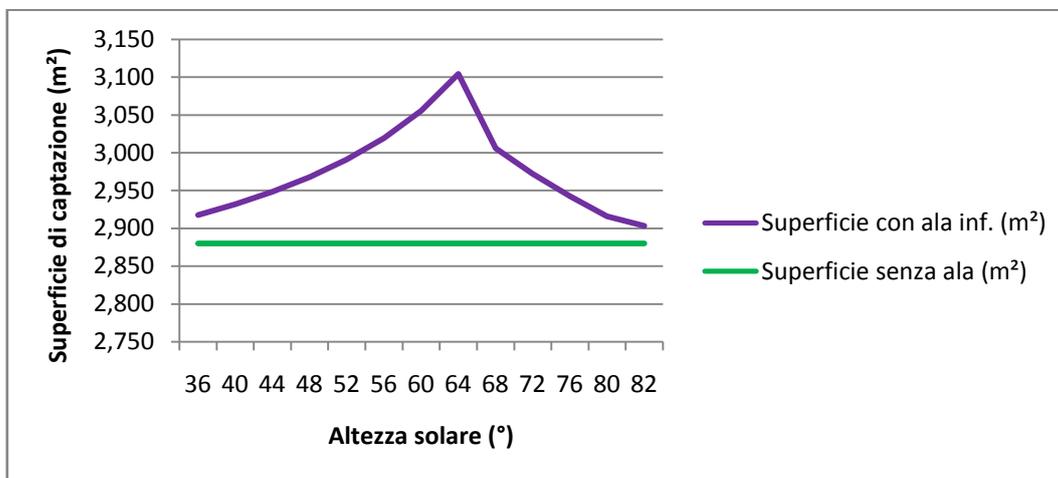


### CASO 2

Oltre il caso limite ( $65^\circ$ ) l'ala non risulta più completamente investita dalle radiazioni, che comunque continuano a riflettersi su tutto il collettore. In questo caso  $y$  rappresenta la porzione di ala irradiata.



Viene ora riportato il grafico rappresentante la variazione della superficie di assorbimento del collettore, tenendo in considerazione l'ipotesi di presenza/assenza dell'ala riflettente inferiore.

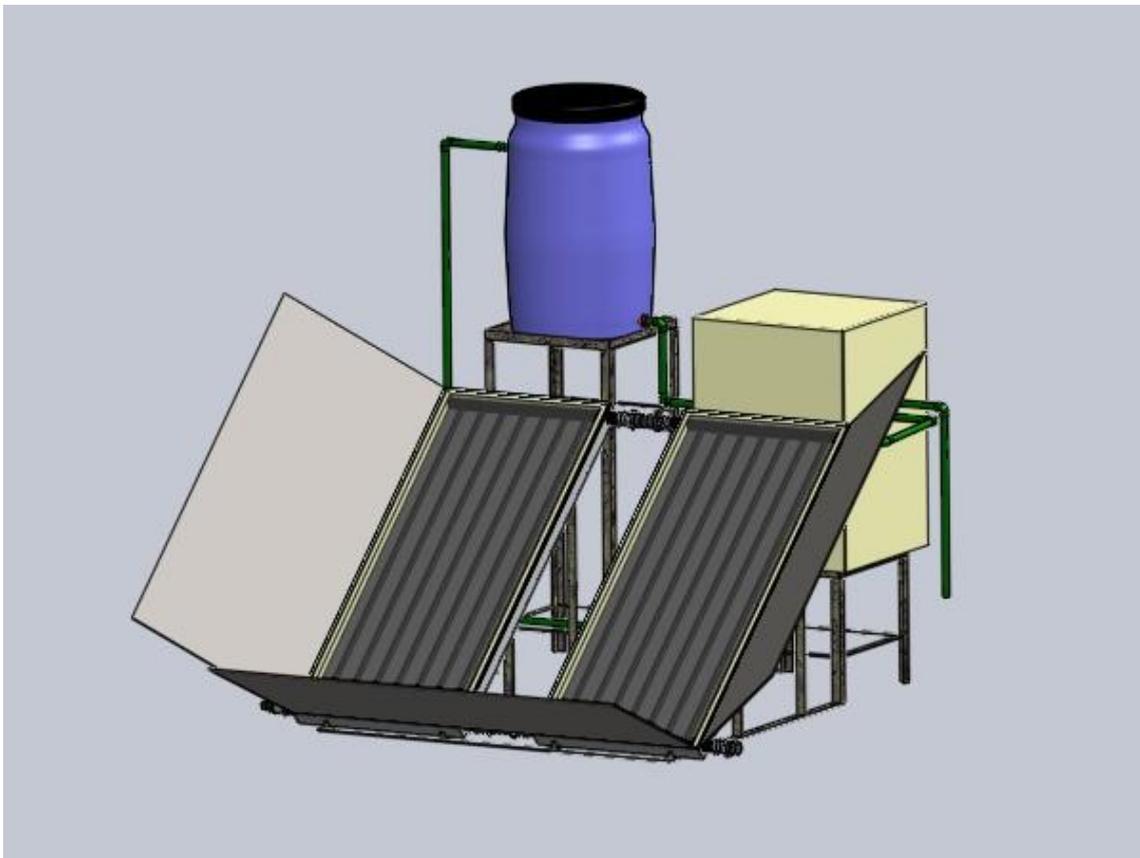


Si può subito notare, evitando la costruzione di un ulteriore grafico, come la presenza dell'ala riflettente inferiore porti un beneficio in termini di aumento della superficie di captazione e quindi della potenza termica assorbita.

Applicando contemporaneamente le ali riflettenti (laterali e inferiore) in modo da costituire una cornice intorno al collettore, non vi è dubbio che questa configurazione aumenti in modo sensibile le prestazioni del sistema, andando ad aumentare quella che è la superficie totale di captazione. Inoltre il decremento della curva che si ha nel caso 4 (ali laterali) ricade nello spazio di funzionamento dell'ala inferiore, che quindi porterebbe all'incremento della curva in quella zona.

## Conclusioni

Come indicato nell'obiettivo dell'elaborato, è stato sviluppato un modello approssimato per lo studio di un pannello solare termico a basso costo, destinato alla produzione di acqua calda sanitaria. La modellazione, incentrata sul serbatoio di accumulo e caratterizzata da un approccio di tipo multinode, è avvenuta attraverso la piattaforma Matlab. Utilizzando poi gli algoritmi genetici è stata ottimizzata la quota corrispondente al punto di prelievo dell'acqua calda dal serbatoio. Il modello, data la difficoltà di reperimento e implemento dei dati, risulta semplificato e non tiene in conto di dinamiche quali le perdite di calore nelle tubazioni e la variazione temporale di alcuni parametri. Sono stati infine verificati i benefici portati dal montaggio di una cornice riflettente intorno al collettore. Tutti i risultati riportati nell'elaborato sono da considerarsi tuttavia sovrastimati data l'aleatorietà dei dati (condizioni meteorologiche, posizione del sito di installazione). Ulteriori studi si rendono necessari, ma sicuramente si può dire che l'ottimizzazione del parametro progettuale, unito allo studio delle superfici riflettenti, porta ad un miglioramento sensibile dei risultati. A livello di prospettive future una sperimentazione sarebbe necessaria per verificare l'aderenza del modello alla realtà.



## Note

---

[1]  $L^*$  = altezza della regione di mescolamento;

$L$  = altezza del serbatoio.

$$[2] \text{ Ri} = \frac{g\beta\Delta T L}{|\vec{v}|^2}$$

dove:

$g$  = accelerazione di gravità;

$\beta$  = coeff. di espansione termica dell'acqua;

$\Delta T$  = differenza di temperatura tra fluido in ingresso e serbatoio;

$|\vec{v}|$  = velocità del fluido in ingresso.

$$[3] y_{n+1} = y_n + \frac{h}{2} (f(t_n, y_n) + f(t_{n+1}, y_n + hf(t_n, y_n)))$$

## Bibliografia

- [1] Viessmann Werke, 2008. *Manuale di progettazione "Solare termico"*.  
Edizione italiana a cura di: Viessmann Srl
- [2] Prof. M. Mariotti, Università degli Studi di Reggio Calabria, a.a. 2008-2009.  
*Appunti di termotecnica; energia solare termica.*
- [3] Prof. P. Romagnoli, Università Iuav di Venezia, a.a. 2012-2013  
*Dispense del corso di fisica tecnica*
- [4] Yunus A. Çengel. *Termodinamica e trasmissione del calore*. McGraw-Hill
- [5] Thomas Pauschinger, 2003. *Impianti solari termici - Manuale per la progettazione e costruzione*. Edizione italiana a cura di: Ambiente Italia
- [6] KOSMOS scarl, 2004. *I pannelli solari autocostruiti - La progettazione dell'impianto*.  
Edizione a cura dell'Ing. Natale Sartori
- [7] Dott. Musa Maria Luisa. Tesi di dottorato, Università degli Studi di Ferrara, 2006-2010  
*Modellazione dei sistemi di accumulo termico per impianti solari*
- [8] J.A. Duffie, W.A. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*.  
John Wiley & Sons, Inc., 1991
- [9] ASHRAE Handbook. *Heating, Ventilating and Air-Conditioning Application*.
- [10] Flavia S.R.L. *Calcolo delle perdite termiche di un bollitore di accumulo dell'acqua calda*.  
Foglio di calcolo, [www.flaviasrl.com](http://www.flaviasrl.com)
- [11] S. M. Robaa. Faculty of Science, Cairo University, Egypt, 2006.  
*A study of solar radiation climate at Cairo urban area, Egypt and its environs*

- [12] M.A. Mosalam Shaltout. National Research Institute of Astronomy and Geophysics, Cairo, Egypt, 2001. *Study of the solar radiation over Menia*
- [13] Sito Web: <http://miniwatt.it/mwtecnologie.htm> - *Collettori solari*
- [14] Sito Web: [www.tempco.it](http://www.tempco.it) – Soluzioni per l'energia termica. *Scambiatori di calore*
- [15] Sito Web: <http://solarcities.blogspot.it/2008/10/solar-cities-solar-challenge.html>

## **Ringraziamenti**

I più sentiti ringraziamenti vanno in primis ai miei genitori che hanno supportato, con pazienza e fiducia, il mio travagliato percorso di studi.

Ringrazio inoltre Anna, che ha sempre creduto in me motivandomi nel superare tutti gli ostacoli incontrati e la cui presenza incondizionata mi ha aiutato nei momenti di difficoltà.

I miei personali ringraziamenti anche al professor Luca Piancastelli, docente sempre presente e cordiale che mi ha permesso di raggiungere questo traguardo.

Infine un grazie a tutti gli amici e alle persone che in questi anni mi sono state vicine.