

# **POLITECNICO DI TORINO**

Corso di Laurea Magistrale  
in **Ingegneria Energetica e Nucleare**

Tesi di laurea Magistrale

**Analisi per lo sviluppo di un applicativo software per la  
progettazione di impianti solari termici destinati ai servizi di  
produzione di acqua calda sanitaria e riscaldamento**



***Relatore:***

**Ch.mo Prof.**

**Marco Simonetti**

***Correlatore:***

**Ing. Luca Cocozza**

***Candidato:***

**Marco Villani**

**Matr. 267344**

**Anno Accademico 2019/2020**

## **Abstract**

Lo studio di tesi, svolto presso l'azienda BLUMATICA s.r.l., mira ad analizzare algoritmi per lo sviluppo di un applicativo software da utilizzare per la progettazione di impianti solari termici destinati alla produzione di acqua calda sanitaria e riscaldamento degli ambienti. Il presente studio di tesi fornisce anche una panoramica dello stato dell'arte delle energie rinnovabili e delle varie tecnologie esistenti relative al solare termico ed ai suoi componenti. L'analisi è svolta in linea con le normative tecniche UNI vigenti, in modo da garantire la corretta progettazione dell'impianto. Il modello mensile sviluppato, partendo dai dati climatici medi mensili della località considerata, permette di calcolare la radiazione solare mensile su una qualunque superficie anche in condizioni di ostruzioni presenti. Inoltre, prevede il calcolo dei fabbisogni energetici di acqua calda sanitaria e del riscaldamento ambienti, definire lo schema dell'impianto, il calcolo della producibilità dell'impianto solare termico ed il dimensionamento dei vari componenti.

La realizzazione di un database integrato nel software consente, inoltre, di ottenere degli automatismi nella scelta della componentistica attraverso alcune logiche di carattere tecnico. L'implementazione dispone anche di un modello per effettuare un'analisi economica sensitiva, per la scelta della configurazione ottimale dell'impianto.

Un caso studio di un edificio residenziale, utilizzando l'applicativo sviluppato, è oggetto della trattazione per la validazione del modello.

# Sommario

<b>Indice delle figure</b> .....	5
<b>Indice delle tabelle</b> .....	8
<b>1. Introduzione</b> .....	9
<b>2. Stato dell'arte</b> .....	11
2.1 Il sole .....	11
2.1.1 Introduzione .....	11
2.1.2 Definizioni.....	13
2.1.3 Attenuazione atmosferica della radiazione solare.....	14
2.1.4 Strumenti di misura della radiazione solare .....	16
2.1.5 Misura della durata della luce solare .....	18
2.2 Angoli solari.....	19
2.2.1 Definizioni.....	19
2.2.2 Diagramma solare .....	23
2.3 Collettori solari.....	26
2.3.1 Introduzione .....	26
2.3.2 Collettori solari piani .....	27
2.3.3 Effetto copertura in vetro .....	30
2.3.4 Distribuzione della temperatura .....	33
2.3.5 Altre caratteristiche.....	39
2.4 Collettori solari a tubi sottovuoto .....	41
2.5 Confronto dei rendimenti tra i vari collettori.....	44
2.6 Impianti solari termici .....	46
2.6.1 Introduzione .....	46
2.6.2 Tipi di impianto.....	47
2.6.3 Accumulo.....	50
2.6.4 Configurazioni di collettori in serie ed in parallelo .....	52
<b>3. Normative di riferimento</b> .....	54
3.1 Modello mensile per il calcolo dell'irradianza solare su di una superficie: UNI 10349-1 .	54
3.2 Calcolo del fabbisogno di energia primaria per la produzione di acqua calda sanitaria 11300-2 .....	59
3.2.1 Fabbisogni di energia utile per la produzione di acqua calda sanitaria .....	59
3.2.2 Volume di acqua richiesto per edifici residenziali.....	61
3.2.3 Volume di acqua richiesto per altre tipologie di edifici .....	61
3.2.4 Temperatura dell'acqua calda sanitaria.....	62

3.2.5 Sottosistema di erogazione .....	63
3.2.6 Sottosistemi di distribuzione.....	64
3.2.7 Perdite della distribuzione finale alle utenze.....	64
3.3 Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione invernale 11300-1/11300-2 .....	69
3.3.1 Calcolo del fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento .....	69
3.3.2 Calcolo degli scambi termici di energia.....	69
3.3.3 Calcolo degli apporti termici .....	71
3.3.4 Fattore di utilizzazione degli apporti di energia termica .....	72
3.3.5 Fabbisogno ideale netto da UNI 11300-2:.....	73
3.4 Calcolo dell'energia prodotta mensilmente per riscaldamento di ambiente e/o acqua calda sanitaria UNI 11300-4 .....	76
3.4.1 Componenti principali del circuito solare .....	76
3.4.2 Procedura di calcolo della quota di fabbisogno di energia termica soddisfatta da sistemi solari termici .....	77
<b>4. Caso studio</b> .....	90
4.1 Introduzione .....	90
4.2 Fabbisogno di energia per riscaldamento ambienti ed acqua calda sanitaria.....	92
4.3 Posizionamento dei collettori .....	104
4.4 Schema di impianto.....	105
4.5 Progettazione dell'impianto.....	107
4.6 Modello analisi economica.....	116
<b>5. Conclusione</b> .....	130
<b>6. Bibliografia</b> .....	132
<b>7. Ringraziamenti</b> .....	135

## Indice delle figure

Figura 1.1 Fonti di energia [1] .....	9
Figura 1.2 Pilastri della sostenibilità [1] .....	10
Figura 1.3 Produzione da fonti rinnovabili dal 2000 al 2019 [3] .....	10
Figura 2.1 Spettro della radiazione emessa da un corpo nero alle varie temperature [4] .....	12
Figura 2.2 Radiazione emessa dal corpo nero e spettro della radiazione solare extra-atmosferica [4] .....	13
Figura 2.3 Air Mass (AM) [4] .....	14
Figura 2.4 Spettro della radiazione solare [5] .....	15
Figura 2.5 Componenti della radiazione solare al variare delle condizioni atmosferiche [1] .....	16
Figura 2.6 Pireliometro [6] .....	16
Figura 2.7 Solarimetro [4] .....	17
Figura 2.8 Solarimetro con anello ombreggiante [4] .....	17
Figura 2.9 Albedometro [4] .....	17
Figura 2.10 Latitudine e Longitudine [1] .....	19
Figura 2.11 Asse terrestre [7] .....	20
Figura 2.12 Declinazione solare durante l'anno [1] .....	21
Figura 2.13 Angoli Solari [8] .....	22
Figura 2.14 Angoli della superficie captante [1] .....	23
Figura 2.15 Diagramma solare per latitudini $\pm 45^\circ$ [8] .....	23
Figura 2.16 Diagramma Solare con presenza di ostruzione [8] .....	24
Figura 2.17 Determinazione angolo del profilo $\alpha p$ [8] .....	25
Figura 2.18 Collettori solari [9] .....	26
Figura 2.19 Collettore solare piano vetrato [10] .....	27
Figura 2.20 Bilancio energetico su collettore solare piano vetrato [9] .....	29
Figura 2.21 Radiazione su un collettore piano non vetrato [9] .....	30
Figura 2.22 Radiazione su un collettore piano vetrato [9] .....	31
Figura 2.23 Proprietà di alcuni rivestimenti selettivi [9] .....	31
Figura 2.24 Assorbimento selettivo [11] .....	31
Figura 2.25 Coefficiente di scambio termico al variare della temperatura [9] .....	32
Figura 2.26 Coefficiente di trasmittanza $\tau c$ al variare dell'angolo di incidenza [9] .....	32
Figura 2.27 Efficienza in funzione delle perdite termiche [9] .....	33
Figura 2.28 Profilo di temperatura di un assorbitore piano in corrispondenza di due tubi, ad y fissato [9] .....	34
Figura 2.29 Profilo di temperatura di un assorbitore piano in corrispondenza di un tubo, ad x fissato [9] .....	35
Figura 2.30 Profilo di temperatura generico di un assorbitore piano al variare di x e y [9] .....	35
Figura 2.31 Profili di temperatura di un collettore piano in sezione longitudinale e sezione trasversale [9] .....	36
Figura 2.32 IAM al variare dell'angolo di incidenza [12] .....	39
Figura 2.33 Collettore a tubi sottovuoto [12] .....	41
Figura 2.34 Incidenza luce su geometria cilindrica [12] .....	41
Figura 2.35 Luce passante negli spazi tra i tubi [12] .....	42
Figura 2.36 Collettore di tipo Sydney [12] .....	42
Figura 2.37 Luce incidente su assorbitore Sydney [12] .....	42

Figura 2.38 Collettori sottovuoto a concentrazione parabolica[12] .....	43
Figura 2.39 Collettore solare Heat pipe [12] .....	43
Figura 2.40 Collettori piani vetrati installati su un tetto [10].....	44
Figura 2.41 Collettori piano non vetrati [1].....	44
Figura 2.42 Collettori a tubi sottovuoto installati su un tetto [13] .....	45
Figura 2.43 Rendimento dei collettori al variare delle condizioni di insolazione [1].....	45
Figura 2.44 Impianto solare termico a circuito aperto con collettore e accumulo integrato a circolazione naturale [14].....	47
Figura 2.45 Impianto solare termico a circuito aperto con collettore e accumulo integrato a circolazione naturale [14].....	48
Figura 2.46 Impianto solare termico a circuito chiuso a circolazione forzata [14] .....	49
Figura 2.47 Vaso di espansione[16] .....	50
Figura 2.48 Termografia di un serbatoio di accumulo dopo 1h 15min e dopo 2h 50min dall'inizio della carica del serbatoio [14].....	51
Figura 2.49 Collettori in serie ed in parallelo [14].....	53
Figura 4.1 Irradiazione solare media mensile [kWh/m <sup>2</sup> ].....	91
Figura 4.2 Diagramma solare di Salerno .....	92
Figura 4.3 Schema di impianto per la produzione di ACS e riscaldamento ambienti [20].....	105
Figura 4.4 Collettore piano vetrato, catalogo "Buderus" [22] .....	107
Figura 4.5 Dati tecnici serbatoio di accumulo, prodotto da "Weishaupt"[24] .....	108
Figura 4.6 Plot dei risultati ottenuti per collettore piano vetrato .....	110
Figura 4.7 Collettore a tubi sottovuoto "KME solar italy"[25] .....	111
Figura 4.8 Plot dei risultati per collettore a tubi sottovuoto .....	112
Figura 4.9 Perdite di carico del collettore solare[22] .....	113
Figura 4.10 NPV impianto con collettori piani vetrati.....	118
Figura 4.11 NPV calcolato per i diversi risparmi annuali; impianto con collettori piani vetrati	120
Figura 4.12 NPV in funzione del risparmio annuale; impianto con collettori piani vetrati.....	120
Figura 4.13 NPV calcolato per i diversi costi di investimento; impianto con collettori piani vetrati .....	121
Figura 4.14 NPV in funzione del costo di investimento; impianto con collettori piani vetrati	121
Figura 4.15 NPV calcolato per i diversi valori del tasso di inflazione del combustibile; impianto con collettori piani vetrati.....	122
Figura 4.16 NPV in funzione del tasso di inflazione del combustibile; impianto con collettori piani vetrati .....	122
Figura 4.17 NPV impianto con collettori a tubi sottovuoto .....	124
Figura 4.18 NPV calcolato per i diversi risparmi annuali; impianto con collettori a tubi sottovuoto.....	125
Figura 4.19 NPV in funzione del risparmio annuale; impianto con collettori a tubi sottovuoto .....	125
Figura 4.20 NPV calcolato per i diversi costi di investimento; impianto con collettori a tubi sottovuoto.....	126
Figura 4.21 NPV in funzione del costo di investimento; impianto con collettori a tubi sottovuoto.....	126
Figura 4.22 NPV calcolato per i diversi valori del tasso di inflazione del combustibile; impianto con collettori a tubi sottovuoto .....	127

Figura 4.23 NPV in funzione del tasso di inflazione del combustibile; impianto con collettori a tubi sottovuoto .....	127
Figura 4.24 Competitività su ogni parametro economico tra le due configurazioni di impianto .....	128

## Indice delle tabelle

Tabella 3.1 Parametri per il calcolo del volume di acqua richiesto in edifici residenziali[18] ....	61
Tabella 3.2 Parametri per il calcolo del volume di acqua richiesto in edifici non residenziali[18] .....	62
Tabella 3.3 Vari di riferimento della temperatura dell'acqua calda [18].....	62
Tabella 3.4 Fattori di perdita e di recupero[18].....	65
Tabella 3.5 Rendimenti dei sistemi di emissione[18].....	74
Tabella 3.6 Caratteristiche dei collettori solari [20].....	81
Tabella 3.7 Valori dei coefficienti di correlazione per la stima dell'energia solare prodotta [20] .....	83
Tabella 4.1 Dati località.....	90
Tabella 4.2 Dati climatici.....	90
Tabella 4.3 Irradiazione giornaliera media mensile sul piano orizzontale [kWh/m <sup>2</sup> ].....	91
Tabella 4.4 Dati zona termica riscaldata.....	94
Tabella 4.5 Componenti opachi.....	94
Tabella 4.6 Elenco superfici dei componenti opachi.....	95
Tabella 4.7 Coefficienti globali di scambio termico per trasmissione dei componenti opachi ..	96
Tabella 4.8 Componenti trasparenti.....	96
Tabella 4.9 Elenco superfici e coefficiente globale di scambio termico per trasmissione dei componenti trasparenti.....	97
Tabella 4.10 Ponti termici.....	97
Tabella 4.11 Elenco e coefficienti di scambio termico globale per trasmissione dei ponti termici .....	98
Tabella 4.12 Ventilazione.....	98
Tabella 4.13 Coefficienti di scambio termico.....	99
Tabella 4.14 Dati ACS.....	99
Tabella 4.15 Fabbisogno di ACS.....	100
Tabella 4.16 Fabbisogno energia termica utile per riscaldamento.....	101
Tabella 4.17 Dati tecnici pannelli radianti.....	101
Tabella 4.18 Fabbisogno per riscaldamento.....	103
Tabella 4.19 Orientazione dei collettori installati e valore dell'irradiazione annua.....	104
Tabella 4.20 Dati tecnici caldaia.....	109
Tabella 4.21 Risultati ottenuti per collettore piano vetrato.....	109
Tabella 4.22 Risultati ottenuti per collettore a tubi sottovuoto.....	111
Tabella 4.23 Dimensionamento vaso di espansione.....	115
Tabella 4.24 Dati INPUT modello analisi economica; impianto con collettori piani vetrati.....	116
Tabella 4.25 Confronto dei consumi ante e post-operam con collettori piani vetrati.....	117
Tabella 4.26 Tassi, incentivi, costi programmati con collettori piani vetrati.....	118
Tabella 4.27 NPV, PBT, TIR impianto con collettori piani vetrati.....	118
Tabella 4.28 Parametri per analisi sensitiva.....	119
Tabella 4.29 Dati INPUT modello analisi economica; impianto con collettori a tubi sottovuoto .....	123
Tabella 4.30 Confronto dei consumi ante e post-operam con collettori a tubi sottovuoto.....	123
Tabella 4.31 Tassi, incentivi, costi programmati con collettori a tubi sottovuoto.....	124
Tabella 4.32 Confronto in termini economici tra i due impianti.....	128

# 1. Introduzione

Le fonti di energia rinnovabile sono quelle forme di energia generate da fonti che hanno le caratteristiche di essere non esauribili nella scala dei tempi umani e non pregiudicano le risorse naturali per le generazioni future. Fonti di energia rinnovabile sono il Sole, il vento, il mare ed il calore della terra. Le energie non rinnovabili, invece, sono quelle caratterizzate da lunghi periodi di formazione (come il petrolio, gas naturale, carbone) o quelle presenti in riserve esauribili sulla scala dei tempi umana (come isotopo 235 dell'uranio), quindi limitate nel futuro. Esistono anche fonti di energia alternativa, che comprendono una categoria più ampia delle fonti rinnovabili (**Fig. 1.1**), che consentono di ottenere energia non utilizzando combustibili fossili.[1]

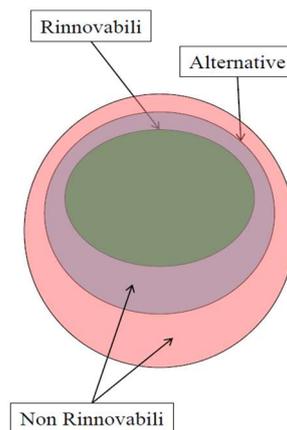


Figura 1.1 Fonti di energia [1]

“Lo sviluppo sostenibile è quello sviluppo che consente alla generazione presente di soddisfare i propri bisogni senza compromettere la capacità delle future generazioni di soddisfare i propri bisogni” [2].

Esistono tre pilastri della sostenibilità (**Fig. 1.2**):

- Sociale, è la capacità di garantire il benessere dell'intera società
  - Economica, è la capacità di generare reddito e lavoro per la popolazione
  - Ambientale, è la capacità di mantenere qualità e riproducibilità delle risorse naturali
- L'area delimitata dall'intersezione delle tre componenti, coincide con lo sviluppo sostenibile. [1]

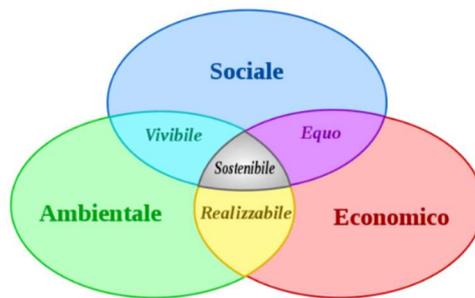


Figura 1.2 Pilastri della sostenibilità [1]

Le fonti rinnovabili, sono legate al concetto di sostenibilità, non producono effetti negativi sull’ambiente e non influiscono sul problema del “*climate change*”. Da recenti studi, negli ultimi 20 anni, la produzione di energia da fonti rinnovabili in Italia e nel mondo, è incrementata (**Fig. 1.3**) grazie ad incentivi statali ed anche in seguito al protocollo di Kyoto, istituito nel 1997 per il problema relativo al “*climate change*”, nel quale 169 nazioni del mondo si sono impegnate a ridurre le emissioni di gas serra per rimediare ai cambiamenti climatici a favore dell’uso di fonti di energia alternative e del risparmio energetico.[1]

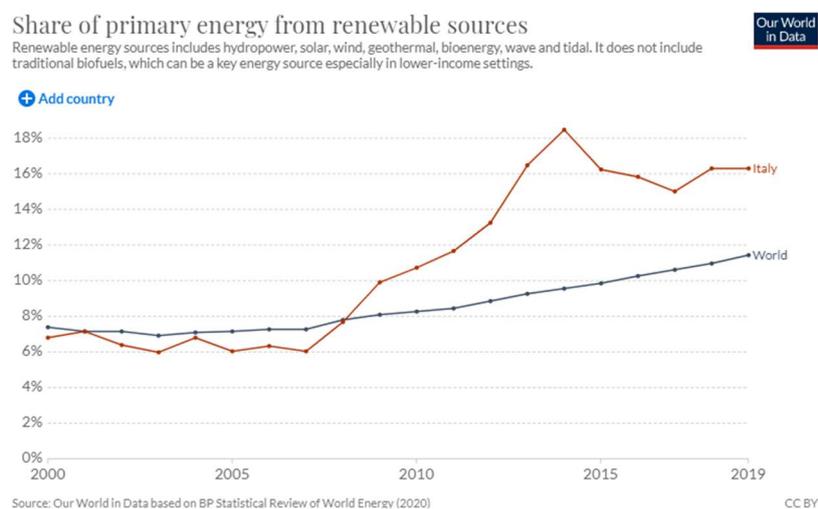


Figura 1.3 Produzione da fonti rinnovabili dal 2000 al 2019 [3]

Nel corso dello studio di tesi, si è analizzata la parte relativa agli impianti solari termici che coinvolgono nel funzionamento la radiazione solare come fonte di energia rinnovabile convertendola in energia termica che può essere destinata al riscaldamento degli ambienti ed alla produzione di acqua calda sanitaria.

## 2. Stato dell'arte

### 2.1 Il sole

#### 2.1.1 Introduzione

Il sole è una sfera di materia gassosa caratterizzata da un diametro di circa  $1.39 \times 10^9$  m ed una distanza media dalla terra di  $1.5 \times 10^{11}$  m. A causa delle reazioni di fusione nucleare che avvengono nel nucleo del sole, la temperatura interna raggiunge molti milioni di gradi Kelvin.

La radiazione solare emessa è dovuta a diversi strati che emettono ed assorbono radiazioni di varie lunghezze d'onda. La fonte della maggior parte della radiazione solare è la fotosfera, che si trova in corrispondenza della superficie a circa 5777 K, molto vicina al modello di corpo nero. Essa ha la proprietà di essere opaca poiché i gas di cui è composta sono fortemente ionizzati ed in grado di assorbire ed emettere una radiazione continua. L'energia è irradiata nello spazio ed è proporzionale alla quarta potenza della temperatura assoluta, seguendo la legge di Stefan-Boltzmann [4]:

$$E_b = \sigma T^4 \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (1)$$

$$\text{costante } \sigma = 5.67 \times 10^{-8} \left[ \frac{W}{m^2 K^4} \right] \quad (2)$$

Lo spettro di radiazioni emesse da un corpo nero è funzione della temperatura (**Fig. 2.1**), secondo la legge di Planck:

$$E_b = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} c_1 = 3.74 \times 10^{-16} \left[ J \frac{m^2}{s} \right] \\ c_2 = 1.44 \times 10^{-2} [m K] \\ \lambda = \text{lunghezza d'onda } [\mu m] \\ E_b = \text{potere emissivo monocromatico} \left[ \frac{W}{m^2 \mu m} \right] \end{array} \right.$$

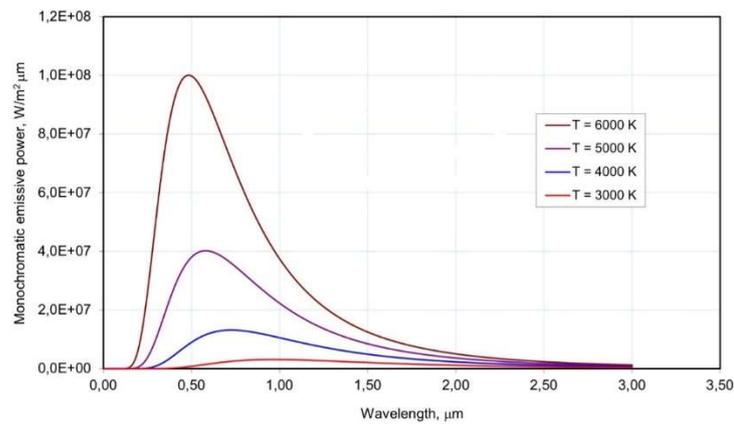


Figura 2.1 Spettro della radiazione emessa da un corpo nero alle varie temperature [4]

Il potere emissivo monocromatico raggiunge un valore di massimo in corrispondenza di una certa lunghezza d'onda data dalla legge di Wien:

$$\lambda_{max} = \frac{2898}{T} [\mu m] \quad (4)$$

L'area sottesa alle due curve (**Fig. 2.2**), che rappresentano la radiazione emessa da un corpo nero a 5800 K e la radiazione solare extra-atmosferica, risulta essere quasi la stessa e rappresenta la costante solare dal valore di  $1367 \frac{W}{m^2}$ .

Si analizzano tre parti dello spettro elettromagnetico:

$$\begin{cases} \lambda < 0.38 \mu m & \text{spettro ultravioletto, comprende circa il 6.4\% dell'energia totale} \\ 0.38 \mu m < \lambda < 0.78 \mu m & \text{spettro visibile, comprende circa il 48\% dell'energia totale} \\ \lambda > 0.78 \mu m & \text{spettro infrarosso, comprende circa il 45.6\% dell'energia totale} \end{cases}$$

La massima densità spettrale si verifica ad una lunghezza d'onda di circa  $0.48 \mu m$ .

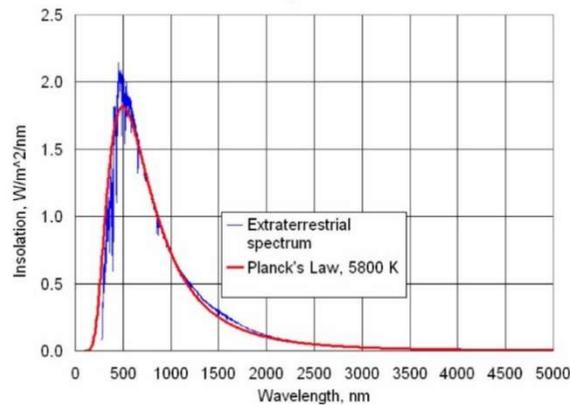


Figura 2.2 Radiazione emessa dal corpo nero e spettro della radiazione solare extra-atmosferica [4]

La radiazione totale emessa da un corpo nero è data dalla seguente formula:

$$E_{0-\lambda,b} = \int_0^\lambda E_b(\lambda) d\lambda = \int_0^\lambda \frac{c_1 \lambda^{-5}}{(e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)} d\lambda \quad (5)$$

Si definisce la **funzione di radiazione**:

$$f_{0-\lambda} = \frac{E_{0-\lambda,b}}{\sigma T^4} = \int_0^\lambda \frac{c_1}{\sigma (\lambda T)^5 (e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)} d(\lambda T) \quad (6)$$

### 2.1.2 Definizioni

L'**irradianza** espressa con  $G \left[ \frac{W}{m^2} \right]$ , è la potenza incidente su una superficie per unità di area.

L'**irradiazione** espressa con  $H \left[ \frac{J}{m^2} \right]$ , è l'energia incidente su una superficie per unità di area. Si ottiene integrando l'irradianza in un intervallo di tempo (ora, giorno, mese, anno) [4]-.

**Air mass (AM)** è il rapporto tra la lunghezza del percorso effettivo dei raggi solari attraverso l'atmosfera e la lunghezza del percorso più breve, cioè quando il sole è allo Zenit (Fig. 2.3).[4]

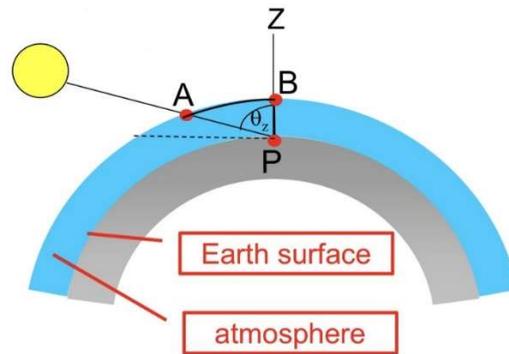


Figura 2.3 Air Mass (AM) [4]

Approssimando l'arco di circonferenza  $\widehat{AB}$  ad un segmento, si ricava il valore dell'Air Mass come segue:

$$AM = \frac{\overline{AP}}{\overline{BP}} \approx \frac{1}{\cos(\theta_z)} \quad (7)$$

$$\begin{cases} AM = 0 \text{ valutato ai limiti dell'atmosfera} \\ AM = 1 \text{ valutato al livello del mare con il sole allo zenit} \end{cases}$$

### 2.1.3 Attenuazione atmosferica della radiazione solare

I raggi solari che attraversano l'atmosfera sono soggetti ad attenuazione, anche in condizioni di cielo sereno a causa di due fenomeni:

- Assorbimento atmosferico, è un fenomeno dovuto a molecole triatomiche come Ozono ( $O_3$ ), vapore acqueo ( $H_2O$ ) e anidride carbonica ( $CO_2$ ). L'assorbimento contribuisce al riscaldamento terrestre.
- Scattering atmosferico, è un fenomeno dovuto a molecole biatomiche come azoto molecolare ( $N_2$ ) e ossigeno molecolare ( $O_2$ ). La teoria di Rayleigh prevede che lo scattering dipenda da  $\lambda^{-4}$ , quindi le lunghezze d'onda più corte sono più disperse. Come risultato dello scattering la radiazione solare, dopo aver attraversato l'atmosfera, raggiunge la superficie terrestre e si divide in due componenti: radiazione diretta e diffusa.

Lo spettro della radiazione solare è significativo dal punto di vista energetico a lunghezze d'onda  $\lambda$  comprese tra 290 nm e 2500 nm (Fig. 2.4).[4]

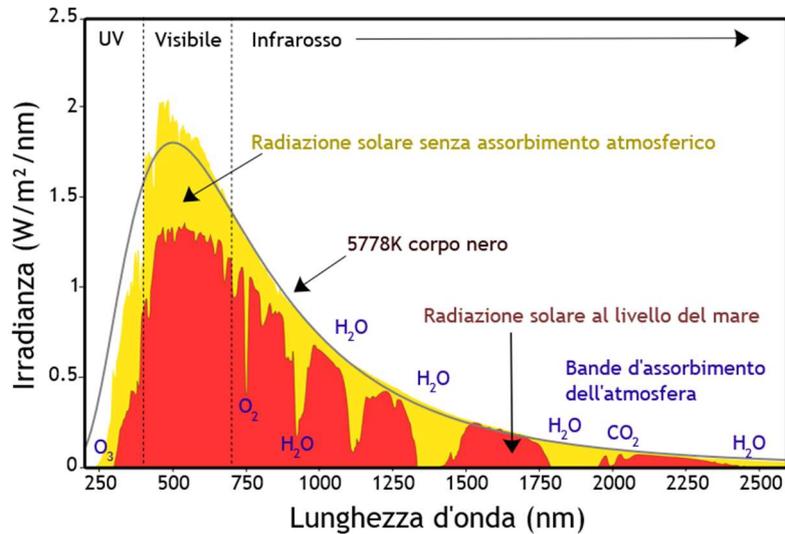


Figura 2.4 Spettro della radiazione solare [5]

**Radiazione diretta  $G_{diretta}$ :** è la radiazione solare ricevuta da una superficie direttamente, senza essere stata diffusa dall'atmosfera.

**Radiazione diffusa  $G_{diffusa}$ :** è la radiazione solare ricevuta da una superficie, dopo che la sua direzione è cambiata in seguito a scattering atmosferico.

**Radiazione totale  $G$ :** è la somma della radiazione diretta e della radiazione diffusa su una superficie:

$$G = G_{diretta} + G_{diffusa}$$

Mentre in una giornata serena predomina la componente **diretta**, che può arrivare fino al 90% della radiazione totale, in una giornata nuvolosa predomina la radiazione **diffusa** (Fig. 2.5).

Radiazione solare	Condizioni atmosferiche							
	Cielo sereno	Nebbia	Nuvoloso	Disco solare giallo	Disco solare bianco	Sole appena percettibile	Nebbia fitta	Cielo coperto
globale	1000 W/m <sup>2</sup>	600 W/m <sup>2</sup>	500 W/m <sup>2</sup>	400 W/m <sup>2</sup>	300 W/m <sup>2</sup>	200 W/m <sup>2</sup>	100 W/m <sup>2</sup>	50 W/m <sup>2</sup>
diretta	90%	50%	70%	50%	40%	0%	0%	0%
diffusa	10%	50%	30%	50%	60%	100%	100%	100%

Figura 2.5 Componenti della radiazione solare al variare delle condizioni atmosferiche [1]

### 2.1.4 Strumenti di misura della radiazione solare

La radiazione solare può essere misurata con uno tra i due tipi di strumenti esistenti: **solarimetro** e **pireliometro**.

Il pireliometro è uno strumento che utilizza un rilevatore che misura la radiazione solare diretta ad un certo angolo di incidenza (**Fig. 2.6**).[4]



Figura 2.6 Pireliometro [6]

Il solarimetro, invece, permette di misurare la radiazione emisferica totale (radiazione diretta e diffusa), solitamente su una superficie orizzontale. Sono dotati di copertura esterna per protezione da pioggia, vento e smog (**Fig. 2.7**). Inoltre se ombreggiato, quindi coperto dalla radiazione diretta da un disco o un anello, misura solo la radiazione diffusa (**Fig. 2.8**).



Figura 2.7 Solarimetro [4]



Figura 2.8 Solarimetro con anello ombreggiante [4]

Due piranometri, uno sopra l'altro e capovolti, formano un **albedometro**, utilizzato per misurare la radiazione riflessa dal suolo (**Fig. 2.9**).[4]



Figura 2.9 Albedometro [4]

### 2.1.5 Misura della durata della luce solare

Il tempo di durata, in ore, del “sole splendente”, cioè il tempo in cui il disco solare è visibile, sono utili per stimare le medie a lungo termine della radiazione solare. Si utilizzano due strumenti:

- Il **registratore di luce solare di Campbell-Stokes**, utilizza una sfera di vetro solido di circa 10 cm di diametro come lente che produce un’immagine del sole sulla superficie opposta della sfera.
- Il **registratore di luce solare fotoelettrico**, incorpora due celle fotovoltaiche al selenio, una delle quali è ombreggiata dalla radiazione diretta ed un’altra esposta ad essa. In assenza di radiazione diretta, i due rilevatori indicano lo stesso valore di radiazione. Quando la radiazione diretta è incidente sulla cella non ombreggiata, il valore della radiazione di questa è superiore a quello della cella ombreggiata. La durata della differenza di radiazione è una misura della durata delle ore di luce solare “splendente”.**[4]**

## 2.2 Angoli solari

### 2.2.1 Definizioni

Si definiscono le coordinate geografiche, utili per definire un punto sulla superficie terrestre.

- L'**altitudine**, è la distanza verticale di un punto dal livello del mare. Essa è espressa in metri.
- La **latitudine  $\phi$**  è pari all'angolo che la verticale di un punto sulla superficie della Terra forma con il piano equatoriale. Tale angolo viene misurato in gradi sessagesimali e può assumere valori nell'intervallo da 0 a 90° N e da 0 a 90° S. I punti che hanno la stessa latitudine si trovano sullo stesso parallelo. A causa dello schiacciamento dei poli terrestri i meridiani non sono dei cerchi perfetti, bensì delle ellissi (**Fig. 2.10**).
- La **longitudine  $\psi$**  indica la distanza angolare in senso Est o Ovest dal meridiano considerato fondamentale (Greenwich). Tale angolo viene misurato in gradi sessagesimali su un piano perpendicolare all'asse terrestre e può assumere valori nell'intervallo da 0 a 180° E e da 0 a 180° W. A Est per ogni meridiano si aggiunge un'ora e a Ovest la si toglie (**Fig. 2.10**).[1]

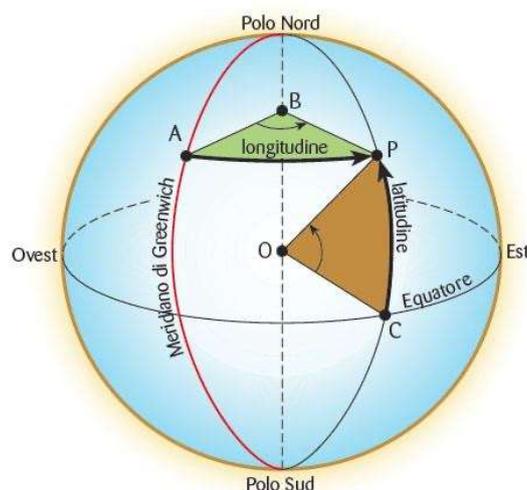


Figura 2.10 Latitudine e Longitudine [1]

## Asse terrestre

L'asse terrestre è inclinato di  $23^{\circ} 27'$  rispetto alla perpendicolare al piano dell'eclittica (rappresenta il percorso apparente del Sole in un anno). A seguito di questa inclinazione (**Fig. 2.11**) combinata con il moto di rivoluzione terrestre attorno al Sole è la causa dell'alternarsi delle stagioni.[1]

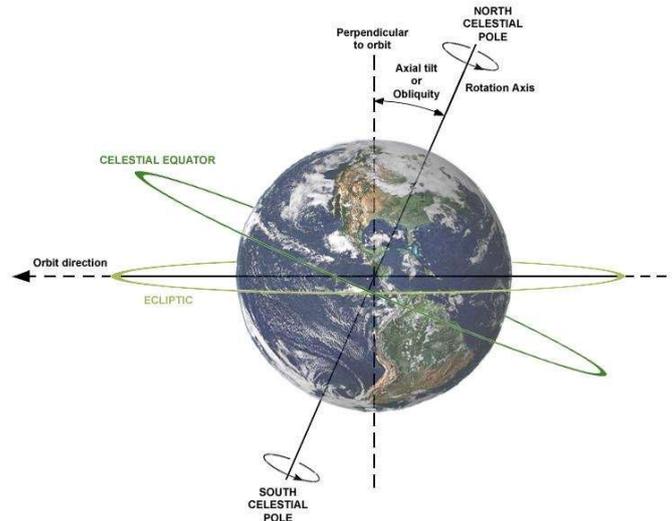


Figura 2.11 Asse terrestre [7]

## La declinazione solare

La declinazione solare  $\delta$  è definita come l'angolo formato tra il piano equatoriale e la retta tracciata dal centro della Terra al Sole. Ovvero, la declinazione è l'angolo formato tra i raggi solari ed il piano equatoriale. Il valore varia periodicamente, con legge di tipo sinusoidale in funzione del tempo, nel range  $-23^{\circ}27'$  e  $23^{\circ}27'$  (**Fig. 2.12**).

- Agli equinozi l'angolo di zenit a mezzogiorno è pari alla latitudine.
- Al solstizio d'estate l'angolo di zenit a mezzogiorno è pari alla latitudine  $+23^{\circ}$ , ed al solstizio d'inverno alla latitudine  $-23^{\circ}$ . n Alle latitudini superiori a  $23^{\circ}$  il sole non potrà mai trovarsi allo zenit, mentre questo potrà accadere per le latitudini comprese tra  $-23^{\circ}$  e  $+23^{\circ}$  (fascia tropicale).

- Alla latitudine di  $67^\circ$  ( $=90-23$ ) al solstizio d'inverno il sole non salirà mai al di sopra dell'orizzonte (circolo polare artico). La stessa cosa accadrà alla latitudine di  $-67^\circ$  al solstizio d'estate (circolo polare antartico).
- Alle latitudini superiori a  $+67^\circ$  (ed inferiori a  $-67^\circ$ ) il periodo di assenza di sole si estende, fino a raggiungere i 6 mesi ai poli.[1]

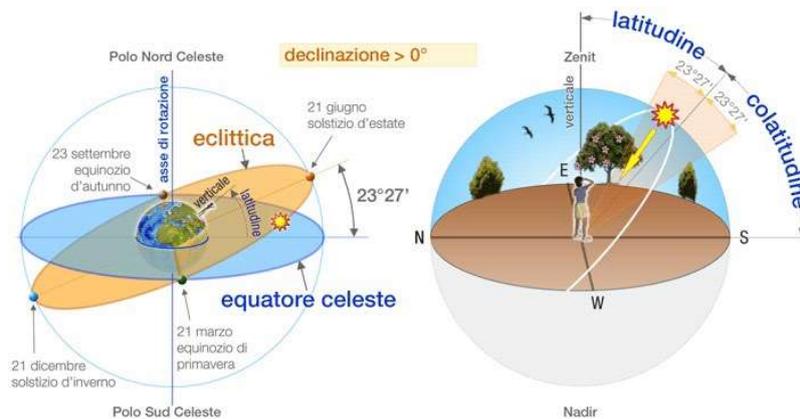


Figura 2.12 Declinazione solare durante l'anno [1]

La formula per il calcolo della declinazione:[8]

$$\delta = 23.45 \sin \left( 360 \frac{284}{365} \right) \quad (8)$$

### Altezza, azimut e tilt

Per determinare la posizione solare si ha bisogno di definire due angoli (**Fig. 2.13**):

- **L'altezza solare  $\alpha_s$** , definita come la distanza angolare del sole con l'orizzonte. È pari a  $90^\circ$  quando il sole è allo Zenit. L'angolo di zenit è complementare all'altezza solare, quindi:

$$\vartheta_z = 90^\circ - \alpha_s \quad (9)$$

- **L'azimut solare  $\gamma_s$** , pari alla distanza angolare compresa tra la direzione Sud e la direzione in cui cade la perpendicolare del Sole. È positivo verso Ovest e negativo verso Est.

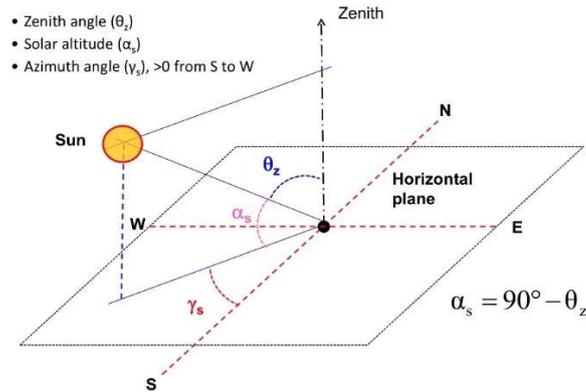


Figura 2.13 Angoli Solari [8]

L'angolo orario solare  $\omega$ , è l'angolo tra il piano meridiano dell'osservatore ed il piano meridiano solare. È positivo verso Ovest, negativo verso Est. Si calcola come:

$$\omega = (\text{Ora solare} - 12) \times 15 \quad (10)$$

Dove "l'ora solare" è quella basata sulla rotazione angolare apparente del Sole attraverso il cielo. Si assume pari a 12 a mezzogiorno.

Per il calcolo dell'angolo di zenit o dell'altezza solare vale la seguente relazione:

$$\cos\vartheta_z = \sin\alpha_s = \cos\varphi\cos\delta\cos\omega + \sin\varphi\sin\delta \quad (11)$$

$\vartheta_z$  e  $\alpha_s$  hanno valori compresi nel range tra  $0^\circ$  e  $90^\circ$ .

Se  $\vartheta_z < 0$  il Sole è al di sotto dell'orizzonte.

La superficie captante è orientata con un angolo di **tilt**  $\beta$ , formato dalla superficie inclinata ed il piano orizzontale, e dall'angolo di **azimut**  $\gamma$ , formato tra la direzione della normale uscente dalla superficie e la direzione Sud (**Fig. 2.14**).[8]

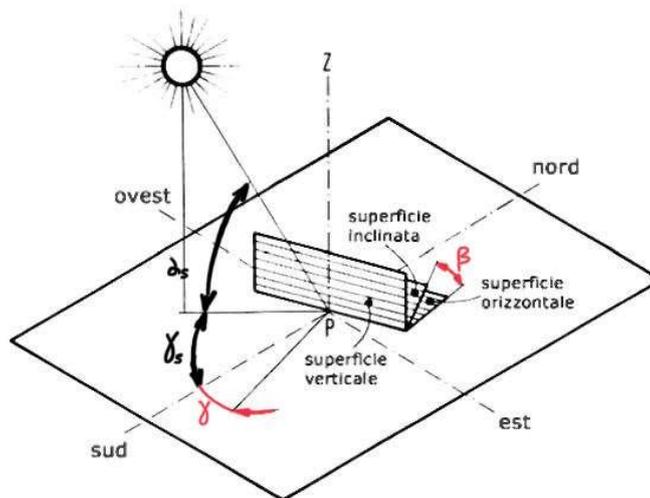


Figura 2.14 Angoli della superficie captante [1]

### Angolo di incidenza

Per il calcolo dell'angolo di incidenza della radiazione diretta  $\vartheta$  su una superficie qualunque orientata ed inclinata, vale la seguente relazione:

$$\cos\vartheta = \sin\alpha_s \cos\beta + \cos\alpha_s \sin\beta \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (12)$$

Se l'angolo  $\vartheta$  supera i  $90^\circ$ , significa che il sole è dietro la superficie.[8]

### 2.2.2 Diagramma solare

Il diagramma solare è plottato a declinazione mensile costante. Rappresenta la traiettoria del sole in funzione dell'altezza solare  $\alpha$  e l'angolo di azimut solare  $\gamma_s$  (Fig. 2.15). Linee ad angoli orari costanti rappresentano le ore solari.[8]

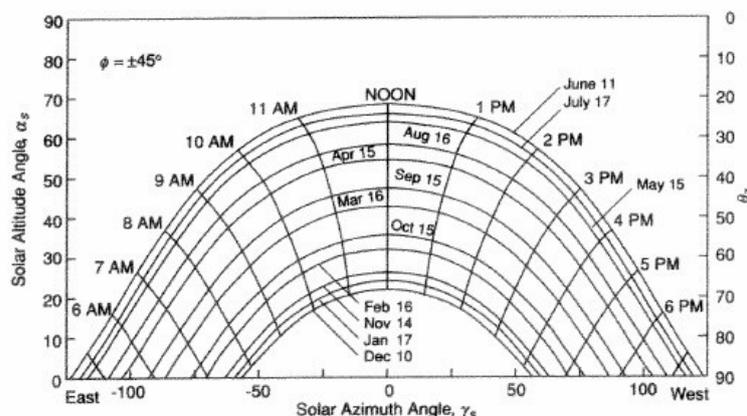


Figura 2.15 Diagramma solare per latitudini  $\pm 45^\circ$  [8]

## Ombreggiamento

Le cause dell'ombreggiamento possono essere di vario. I problemi di ombreggiatura possono essere valutati mediante calcoli analitici e i risultati possono essere presentati in forma generale.

- 1) ombreggiatura di un collettore o di un altro ricevitore nelle vicinanze di alberi, edifici o altre ostruzioni. Le geometrie possono essere irregolari, sistematiche, ed il calcolo in questione potrebbe essere complicato. La posizione delle ostruzioni può essere inserita in un diagramma solare, definendone altezza e angoli di azimut dell'ostacolo stesso.

Nell'esempio riportato (**Fig. 2.16**), l'area ombreggiata rappresenta un edificio visto dal sito del collettore. Dal grafico, sono evidenti le date e gli orari per la quale il collettore risulterebbe ombreggiato dall'edificio, non permettendo la ricezione della radiazione diretta dal Sole.

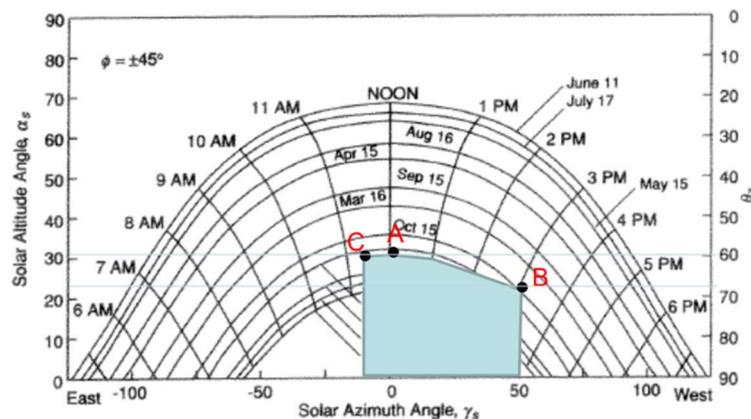


Figura 2.16 Diagramma Solare con presenza di ostruzione [8]

- 2) Il secondo tipo include ombreggiatura dei collettori disposti su più file, causati dai collettori sulla fila davanti. Le geometrie sono regolari; quando i collettori sono disposti in file la seconda fila può essere parzialmente ombreggiata dalla prima, la terza dalla seconda, e così via.

- 3) ombreggiamento da parte di sporgenze o tettoie. Le geometrie sono regolari.

Per i casi 2) e 3), si determina l'angolo del profilo  $\alpha_p$ , utile per il calcolo dell'ombreggiatura in funzione dell'angolo di altezza solare  $\alpha_s$  (**Fig. 2.17**). [8]

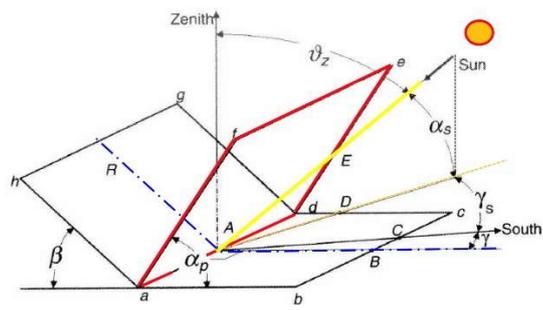


Figura 2.17 Determinazione angolo del profilo  $\alpha_p$  [8]

Attraverso relazioni geometriche si ottiene:

$$\tan(\alpha_p) = \frac{\tan(\alpha_s)}{\cos(\gamma_s - \gamma)} \quad (13)$$

## 2.3 Collettori solari

### 2.3.1 Introduzione

Esistono diversi tipi di collettori, che si suddividono in base alla loro forma ed alle loro caratteristiche. Per applicazioni di impianti solari termici si utilizzano alcuni specifici tipi di collettori (**Fig. 2.18**).

1) **Collettori piani**, sono suddivisi in:

- non vetrati
- vetrati
  - selettivi
  - non selettivi
- ad aria

2) **Collettori a tubi sottovuoto**, sono suddivisi in:

- Tubi ad U
- Heat pipe

General Configuration	Description	Concentration Ratio	Indicative Operating Temp. (°C)
	Non-Convecting Solar Pond	1	30-70
	Unglazed Flat Plate Absorber	1	0-40
	Flat Plate Collector (High Efficiency)	1 (1)	0-70 (60-120)
	Fixed Concentrator	3-5	100-150
	Evacuated Tube	1	50-180
	Compound Parabolic (With 1 Axis Tracking)	1-5 (5-15)	70-240 (70-290)
	Parabolic Trough	10-50	150-350
	Fresnel Refractor	10-40	70-270
	Spherical Dish Reflector	100-300	70-730
	Parabolic Dish Reflector	200-500	250-700
	Central Receiver	500-3000	500->1000

Figura 2.18 Collettori solari [9]

### 2.3.2 Collettori solari piani

Un collettore piano vetrato è costituito da (Fig. 2.19):

- Una o più **coperture** trasparenti di vetro, che permette il passaggio delle radiazioni in arrivo e riduce le perdite termiche verso l'alto.
- Un **assorbitore** di rame, che è un buon conduttore di calore; in esso sono ricavati molti canali dove circola acqua. Il Sole riscalda la piastra dell'assorbitore, che a sua volta riscalda l'acqua.
- **Tubi a serpentina**, il fluido passa attraverso per asportare calore all'assorbitore dall'ingresso fino all'uscita.
- **Isolante** termico, per ridurre le dispersioni termiche dal retro e dai lati del collettore
- **Involucro**, racchiude i vari componenti e li protegge da polvere, umidità.

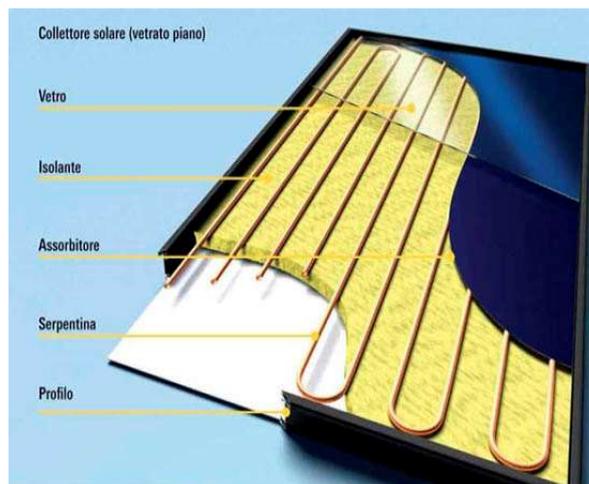


Figura 2.19 Collettore solare piano vetrato [10]

I collettori solari piani sono adatti per applicazioni a basse Temperature, quindi per casi in cui è richiesta energia fino a temperature di circa 100 °C.

Le principali applicazioni sono:

- Produzione di acqua calda sanitaria
- Riscaldamento degli ambienti
- Raffrescamento degli ambienti
- Calore di processo industriale

## Bilancio energetico

$A_c$  : area del collettore [ $m^2$ ]

$G_t$ : radiazione incidente [ $W/m^2$ ]

$\tau_c$  : coefficiente di trasmittanza vetro di copertura [/]

$\alpha_p$  : coefficiente di assorbimento dell'assorbitore [/]

$T_{fo}$ : temperatura uscita fluido [ $^{\circ}C$ ]

$T_{fi}$ : temperatura di ingresso fluido [ $^{\circ}C$ ]

$T_{pm}$ : temperatura media del collettore [ $^{\circ}C$ ]

$T_a$ : temperatura ambiente [ $^{\circ}C$ ]

$U_L$ : coefficiente di scambio termico globale [ $W/m^2K$ ]

$c_p$ : calore specifico a pressione costante del fluido [ $J/kg$ ]

In ipotesi di condizioni stazionarie, la potenza incidente sul collettore  $\dot{Q}_s$  si trasforma in tre aliquote

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_u \text{ potenza utile} \\ \dot{Q}_L \text{ perdite termiche} \\ \dot{Q}_{opt} \text{ perdite per riflessione} \end{array} \right.$$

Effettuando il bilancio energetico (**Fig. 2.20**):

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_u + \dot{Q}_L + \dot{Q}_{opt} \quad (1)$$

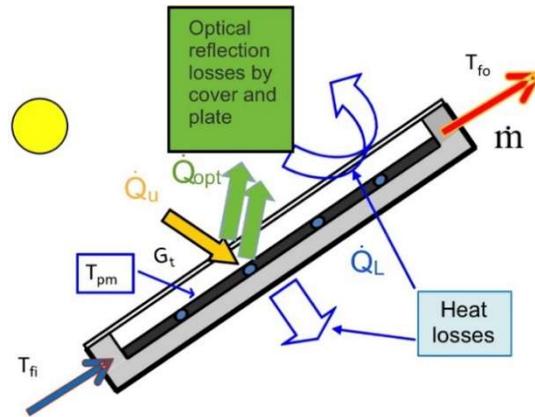


Figura 2.20 Bilancio energetico su collettore solare piano vetrato [9]

Si esprimono le potenze termiche:

$$\begin{cases} \dot{Q}_s = G_t A_c \\ \dot{Q}_u = \dot{m} c_p (T_{fo} - T_{fi}) \\ \dot{Q}_L = U_L A_c (T_{pm} - T_a) \\ \dot{Q}_{opt} = [(1 - \tau_c) + \tau_c (1 - \alpha_p)] G_t A_c \end{cases} \quad (2)$$

Combinando (1) e (2) si ottiene:

$$G_t A_c = \dot{m} c_p (T_{fo} - T_{fi}) + U_L A_c (T_{pm} - T_a) + [1 - \tau_c \alpha_p] G_t A_c \quad (3)$$

Assumendo:  $S = \tau_c \alpha_p G_t$

In definitiva si ottiene che:

$$S A_c = U_L A_c (T_{pm} - T_a) + \dot{m} c_p (T_{fo} - T_{fi}) \quad (4)$$

Dove S rappresenta la radiazione solare assorbita dal collettore per unità di area [W/m<sup>2</sup>].

La perdita di calore dal collettore all'ambiente circostante per conduzione, convezione e irraggiamento è convenzionalmente riferita alla zona anteriore di superficie  $A_c$  del collettore.

In definitiva la potenza utile è esprimibile come:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} c_p (T_{fo} - T_{fi}) = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (5)$$

Si definisce efficienza del collettore:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{G_t A_c} = \frac{A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)]}{A_c G_t} = \tau\alpha - U_L \frac{T_{pm} - T_a}{G_t} \quad (6)$$

Si assumono:  $\left\{ \begin{array}{l} x = \frac{T_{pm} - T_a}{G_t}; \text{ rappresenta le perdite termiche} \\ \tau\alpha = \eta_0; \text{ rappresenta le perdite ottiche} \\ U_L = \eta_1; \text{ rappresenta proprietà fisiche} \end{array} \right.$

L'efficienza rappresenta una curva data dalla seguente relazione:

$$\eta = \eta_0 - \eta_1 x \quad (7)$$

### 2.3.3 Effetto copertura in vetro

In un collettore piano non vetrato (**Fig. 2.21**), della radiazione solare che colpisce l'assorbitore, una parte viene assorbita ed un'altra viene riflessa. L'assorbitore emette anche una parte in ambiente ad alte lunghezze d'onda (infrarosso).

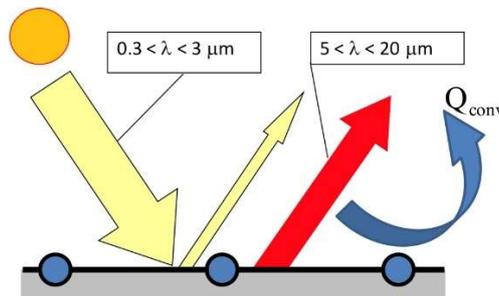


Figura 2.21 Radiazione su un collettore piano non vetrato [9]

In un collettore piano vetrato (**Fig. 2.22**), la copertura in vetro è studiata per consentire il passaggio della radiazione solare, limitando al contempo le dispersioni di calore dall'assorbitore verso l'ambiente esterno. Il vetro essendo opaco alla radiazione infrarossa, tende a trattenerla all'interno creando un effetto serra dato dal surriscaldamento del vetro.

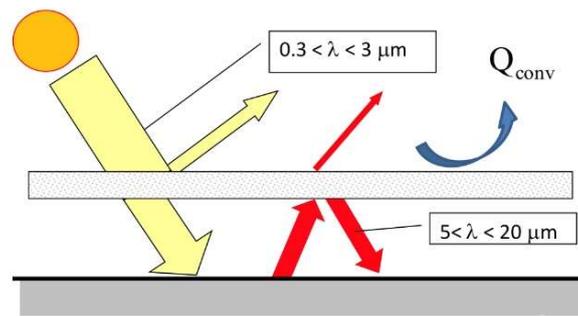


Figura 2.22 Radiazione su un collettore piano vetrato [9]

Inoltre, in caso di **assorbitore selettivo**, quindi trattandolo con prodotti selettivi (**Fig. 2.23**), le dispersioni di calore sono ridotte ulteriormente grazie al fatto che assorbe molto (bassa riflettività) alle basse lunghezze d'onda ed emette poco (alta riflettività) alle alte lunghezze d'onda (**Fig. 2.24**). Attualmente tra i vari rivestimenti ha proprietà più vantaggiose il TiNOx.[9]

**Properties of some selective coatings**

coating	substrate	$\alpha$	$\varepsilon$
black Ni	steel	0.95	0.07
copper Cr	steel	0.91	0.07
copper Cr	copper	0.95	0.14
copper Cu	copper	0.88	0.15
Mn oxide	aluminum	0.70	0.08
Fe oxide	steel	0.85	0.08
<b>TiNOx</b>	<b>copper</b>	<b>0.95</b>	<b>0.04</b>

Figura 2.23 Proprietà di alcuni rivestimenti selettivi [9]

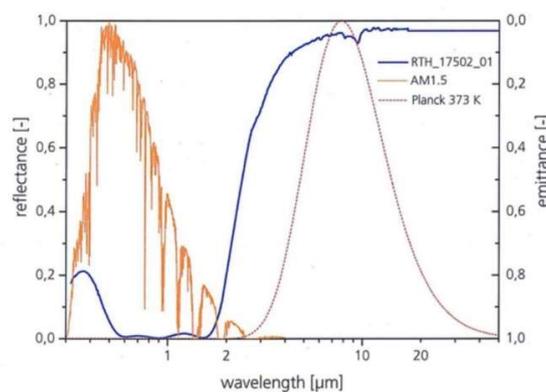


Figura 2.24 Assorbimento selettivo [11]

In caso di **assorbitore non selettivo**, esso viene semplicemente verniciato di nero e le dispersioni saranno maggiori rispetto al caso selettivo.[1]

### Numero di coperture in vetro

Il numero di coperture in vetro incide sulle perdite termiche (**Fig. 2.25**). Nel caso di 2 vetri, più è elevata la temperatura e minori sono le dispersioni termiche rispetto al caso con un singolo vetro.

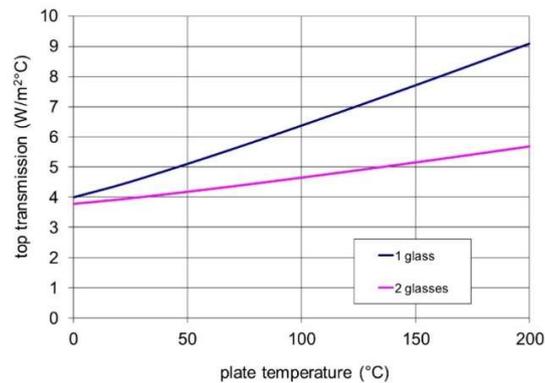


Figura 2.25 Coefficiente di scambio termico al variare della temperatura [9]

Per quanto concerne le dispersioni ottiche, aumentano all'aumentare del numero di coperture in vetro (**Fig. 2.26**). Nel caso di 2 vetri, le dispersioni sono più elevate rispetto al caso del singolo vetro tanto più è basso l'angolo di incidenza.

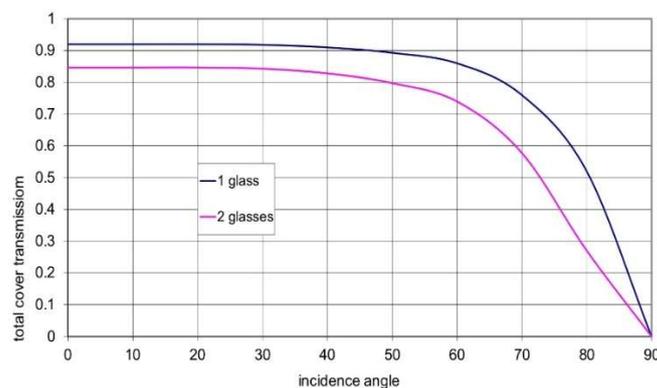


Figura 2.26 Coefficiente di trasmittanza  $\tau_c$  al variare dell'angolo di incidenza [9]

Nei collettori piani, le perdite di calore per convezione e irraggiamento sono molto importanti, e determinano la prestazione del collettore. I doppi vetri possono ridurre le

perdite di calore (riduzione della pendenza), ma riducono anche la radiazione che colpisce l'assorbitore a causa della doppia riflessione. In termini di efficienza (**Fig. 2.27**), a basse differenze di temperatura dove le perdite sono trascurabili, l'uso del vetro singolo da una migliore efficienza del doppio, mentre ad alte differenze di temperatura l'efficienza più alta è quella del doppio vetro.[9]

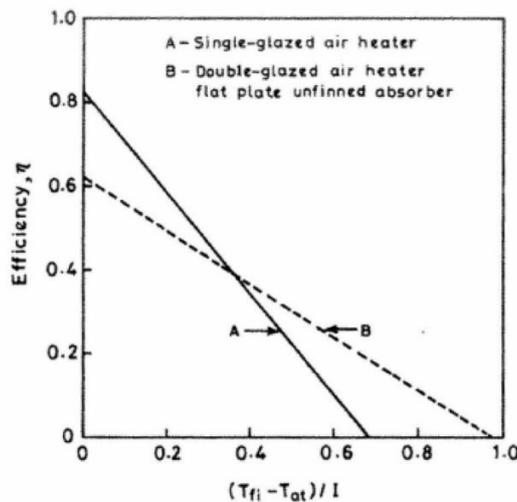


Figura 2.27 Efficienza in funzione delle perdite termiche [9]

### 2.3.4 Distribuzione della temperatura

Il problema con il bilancio energetico e l'equazione di efficienza è che la temperatura media della piastra dell'assorbitore,  $T_{pm}$ , è difficile da calcolare o misurare, poiché varia a seconda del tipo di collettore, dalla radiazione solare incidente e dalle condizioni operative.

Sarebbe utile riscrivere le equazioni in modo che l'energia utile  $Q_u$ , possa essere espressa in termini di temperatura del fluido in ingresso  $T_{fi}$ .

Si introduce un parametro chiamato **fattore di rimozione del calore dal collettore**  $F_R$ , che può essere valutato analiticamente dai principi di base del trasferimento di calore.

I fenomeni termici nel collettore sono piuttosto complessi. L'assorbitore viene riscaldato dal sole e raffreddato da:

- il fluido che scorre attraverso i tubi, che sono collegati termicamente alla piastra,
- perdite di calore (che dipendono dalla differenza di temperatura).

La distribuzione della temperatura dipende da due fattori:

- Variazione trasversale (effetto aletta): la temperatura della piastra è la più bassa vicino ai tubi e più alta a media distanza da essi
- Variazione longitudinale (effetto scambiatore di calore): la temperatura del fluido aumenta durante il suo passaggio attraverso il tubo con una legge logaritmica.

L'energia solare assorbita dall'assorbitore deve essere trasmessa per conduzione lungo esso fino a raggiungere i tubi. Pertanto la temperatura massima ci sarà al centro tra i tubi (**Fig. 2.28**). Fissata una certa posizione  $y$ , il problema è riconducibile a quello di una **aletta radiale**.

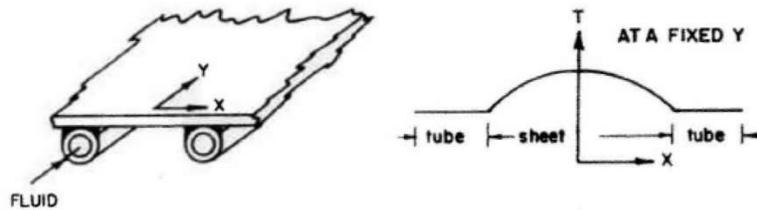


Figura 2.28 Profilo di temperatura di un assorbitore piano in corrispondenza di due tubi, ad  $y$  fissato [9]

Inoltre, l'energia trasferita all'assorbitore riscalderà il fluido, creando un gradiente di temperatura nella direzione del flusso (**Fig. 2.29**). Ne consegue che in qualsiasi sezione parallela all'asse  $x$  la distribuzione della temperatura lungo la direzione  $y$  seguirà la tipica legge logaritmica degli **scambiatori di calore**.

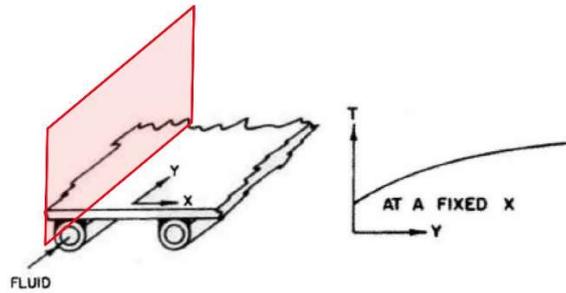


Figura 2.29 Profilo di temperatura di un assorbitore piano in corrispondenza di un tubo, ad  $x$  fissato [9]

Sovrapponendo i due effetti si ottiene un profilo di temperatura generico dell'assorbitore al variare di  $x$  e  $y$  (Fig. 2.30).

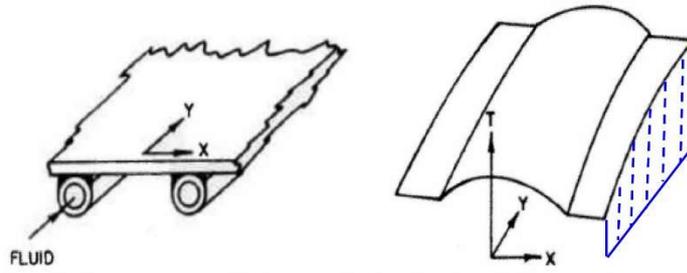


Figura 2.30 Profilo di temperatura generico di un assorbitore piano al variare di  $x$  e  $y$ [9]

Per modellare la distribuzione di temperatura è possibile fare una serie di ipotesi semplificative:

- Condizioni stazionarie
- La struttura è del tipo assorbitore piano e tubi paralleli
- La diminuzione di temperatura attraverso l'assorbitore è trascurabile
- Il flusso lungo i tubi è uniforme
- I gradienti di temperatura nella direzione del flusso e tra i tubi possono essere trattati separatamente
- Le proprietà sono indipendenti dalla temperatura

Si vogliono esprimere le perdite di calore in funzione della temperatura del fluido in ingresso  $T_{fi}$ .

Per fare ciò, si deve trovare una relazione tra  $T_{fi}$  e  $T_{pm}$ , e si divide il problema in tre parti (Fig. 2.31):

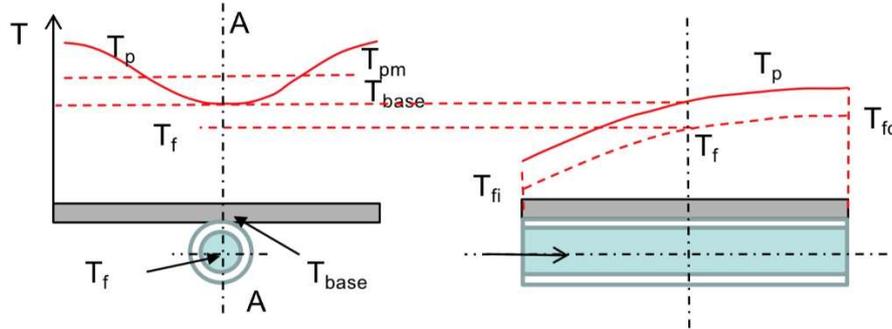


Figura 2.31 Profili di temperatura di un collettore piano in sezione longitudinale e sezione trasversale [9]

1. Da  $T_{pm}$  a  $T_{base}$ : dalla temperatura media dell'assorbitore alla temperatura di base dell'assorbitore (minima), utilizzando la teoria delle alette radiali.
2. Da  $T_{base}$  a  $T_f$ : dalla temperatura di base a quella generica del fluido sulla sezione trasversale, utilizzando resistenze termiche fluido-tubo.
3. Da  $T_f$  a  $T_{fi}$ : dalla temperatura del fluido generico alla temperatura del fluido in ingresso, utilizzando la teoria degli scambiatori di calore e definendo il **fattore di rimozione**  $F_R$  come il rapporto tra il calore effettivo trasmesso ed il calore trasmesso se l'intero assorbitore si trovasse alla temperatura di ingresso del fluido.

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p(T_{fo}-T_{fi})}{A_c[S-U_L(T_{fi}-T_a)]} < 1 \quad (8)$$

Si ottiene, infine, l'equazione di **Hottel-Whillier** per ricavare la potenza termica utile scambiata in funzione della temperatura di ingresso del fluido:

$$\dot{Q}_u = A_c F_R [S - U_L(T_{fi} - T_a)] \quad (9)$$

Da cui l'efficienza:

$$\eta = \frac{F_R[S - U_L(T_{fi} - T_a)]}{G_t} \quad (10)$$

Esistono, da cataloghi, collettori di cui sono riportate tutti i parametri di progetto (spessore dell'assorbitore, distanza tra i tubi, numero di assorbitori, materiale

dell'involucro, spessore isolante,  $F_R, \tau\alpha, U_L$ ) e collettori di cui si dispone solo dei parametri  $\tau\alpha$  (assorbimento della radiazione) e  $U_L$  (perdita calore del collettore). Per il calcolo dell'efficienza, nel primo tipo di collettori si usa l'equazione di Hottel-Whiller, mentre per il secondo si utilizza il metodo europeo. Il metodo Europeo è basato su un calcolo sperimentale; l'efficienza è una funzione della temperatura media aritmetica tra ingresso e uscita del fluido  $T_m$ . Tipicamente, a causa della non linearità, ad alte temperature  $U_L$  aumenta ed i valori di efficienza si approssimano con una curva parabolica.[9]

$$\eta_i = (\tau\alpha) - a_1 \frac{\Delta T_m}{G_t} - a_2 \frac{\Delta T_m^2}{G_t} \quad (11)$$

$$\Delta T_m = \frac{T_{fi} + T_{fo}}{2} - T_a = T_m - T_a \quad (12)$$

Assumendo:  $x = \frac{T_m - T_a}{G_t} = \frac{\Delta T_m}{G_t}$

Usualmente l'efficienza si esprime:

$$\eta_i = \eta_0 - a_1 x - a_2 G_t x^2 \quad (13)$$

$\eta_0$ : fattore di conversione

$a_1$ : coefficiente di perdita [W/m<sup>2</sup>K]

$a_2$ : coefficiente di perdita [W/m<sup>2</sup>K<sup>2</sup>]

### Riepilogando l'efficienza:

In generale:  $\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_c G_t}$

Ci sono tre modi diversi per calcolare l'efficienza:

1) In funzione della temperatura media dell'assorbitore:  $\eta = \tau\alpha - U_L \frac{T_{pm} - T_a}{G_t}$

(6)

2) In funzione della temperatura di ingresso del fluido (equazione di H-W):

$$\eta = \frac{F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)]}{G_t} \quad (10)$$

3) In funzione della temperatura media del fluido:

$$\eta_i = \eta_0 - a_1 x - a_2 G_t x^2 \quad (13) \quad \text{con } x = \frac{T_m - T_a}{G_t} = \frac{\Delta T_m}{G_t}$$

### 2.3.5 Altre caratteristiche

#### Area del collettore $A_c$

Ci sono tre possibili definizioni relative alla superficie del collettore:

- Superficie lorda, è l'area totale occupata dal collettore
- Superficie di apertura, è data dall'area totale meno l'area occupata dai supporti dell'involucro
- Superficie dell'assorbitore

#### Modificatore dell'angolo di incidenza IAM (*incidence angle modifier*)

Questo parametro descrive gli effetti dell'angolo di incidenza della radiazione(**Fig. 2.32**).

$$IAM(\vartheta) = \frac{(\tau\alpha)_{diretta}}{(\tau\alpha)_{normale}} = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos(\vartheta)} - 1 \right)$$

$\vartheta$ : angolo di incidenza [°]

$b_0$ : coefficiente dell'angolo di incidenza (>0)

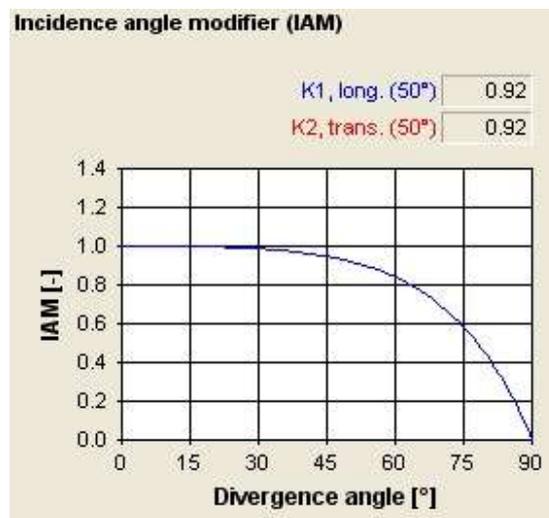


Figura 2.32 IAM al variare dell'angolo di incidenza [12]

### Considerazioni pratiche

-La temperatura di equilibrio, chiamata anche temperatura di temperatura di stagnazione, si ha in condizioni di elevata radiazione quando il fluido non scorre attraverso il collettore. È una temperatura superiore alle normali condizioni di progetto ed i collettori devono essere progettati per resistere a queste temperature. Può essere stimata valutando la temperatura del fluido in ingresso, ponendo  $\dot{Q}_u = 0$ :

$$T_{max} = T_a + \frac{S}{U_L}$$

$T_a$ : temperatura ambiente, posta uguale a 30°C

$G_t$ : radiazione solare, posta uguale a 1000 W/m<sup>2</sup>

-Devono essere considerate anche temperature estremamente basse. Per i fluidi nei collettori deve essere prevista una protezione antigelo (utilizzando fluidi antigelo o svuotando il collettore durante i periodi di inattività).

-La corrosione è un problema importante nei collettori contenenti soluzioni antigelo.

-I collettori devono essere progettati per durare da 10 a 30 anni con un minimo degrado delle prestazioni termiche o delle proprietà meccaniche.**[12]**

## 2.4 Collettori solari a tubi sottovuoto

Per aumentare l'energia utile, è necessario ridurre ulteriormente la perdita convettiva rimuovendo l'aria, per evacuazione, tra il vetro e la superficie assorbente (tubi concentrici). Questa operazione porta ai cosiddetti **collettori a tubi sottovuoto (Fig. 2.33)**. Il vuoto nei tubi garantisce un isolamento termico ottimale. Un assorbitore in rame con rivestimento selettivo assorbe la radiazione trasferendo il calore al fluido che passa nel tubo interno. Garantiscono un alto apporto energetico in condizioni di basso irraggiamento e bassa temperatura esterna, ma in condizioni di elevato irraggiamento presentano elevate perdite ottiche.

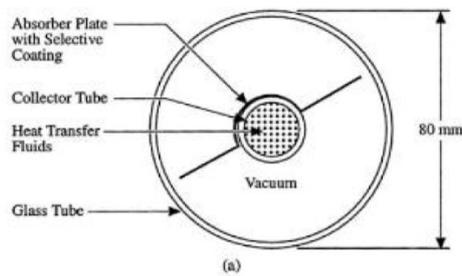


Figura 2.33 Collettore a tubi sottovuoto [12]

Uno dei principali svantaggi di questi collettori, è la geometria cilindrica (adottata per sostenere il carico di pressione), che ha elevate perdite ottiche per riflessione. Per geometria la riflessione non varia al variare dell'angolo della luce (**Fig. 2.34**).

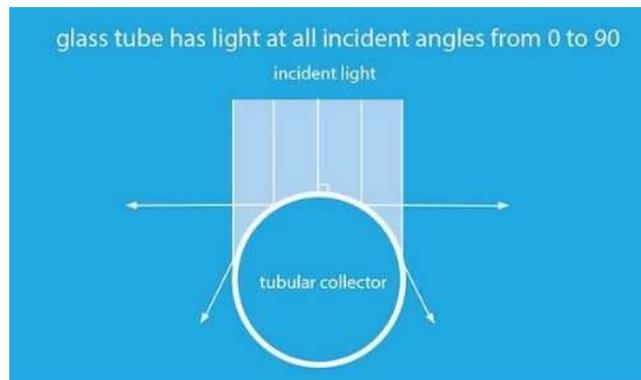


Figura 2.34 Incidenza luce su geometria cilindrica [12]

I tubi sottovuoto sono costituiti da una serie di tubi installati uno di fianco all'altro; tra essi vi è uno spazio in modo che non si tocchino e parte della luce non viene raccolta e passa tra i tubi (**Fig. 2.35**).

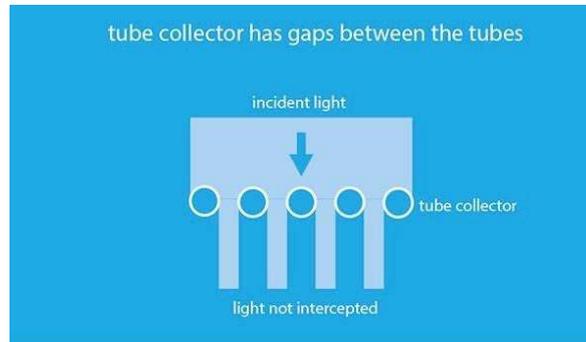


Figura 2.35 Luce passante negli spazi tra i tubi [12]

**Collettori di tipo Sydney** (**Fig. 2.36**), hanno come caratteristica che all'aumentare dell'angolo di incidenza nella direzione trasversale rispetto i tubi, l'area dell'assorbitore aumenta rispetto all'area effettiva di un assorbitore planare e passa meno luce attraverso le spaziature (**Fig. 2.37**).

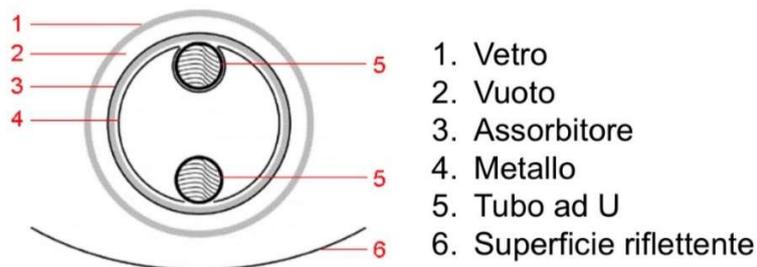


Figura 2.36 Collettore di tipo Sydney [12]

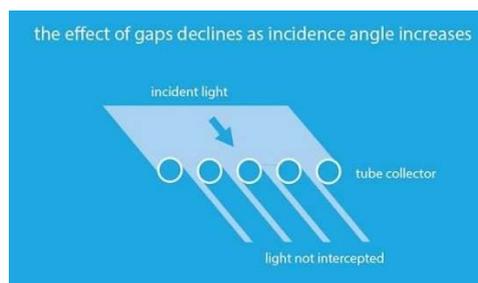


Figura 2.37 Luce incidente su assorbitore Sydney [12]

**Collettori sottovuoto a concentrazione parabolica (CPC):** si utilizzano i collettori Sydney e due parti di specchi parabolici (**Fig. 2.38**), disposti simmetricamente rispetto all'asse del collettore con diversi punti focali. Permettono di raggiungere temperature del fluido più elevate. [12]

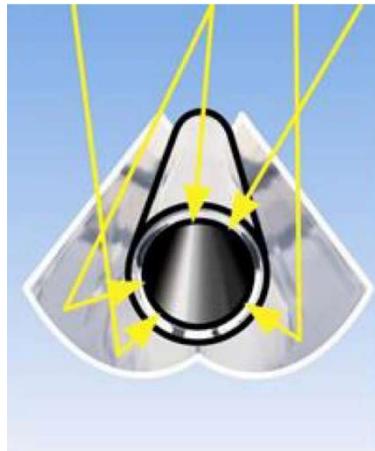


Figura 2.38 Collettori sottovuoto a concentrazione parabolica[12]

**Collettori sottovuoto con Heat pipe:** sono formati da un tubo in rame all'interno, chiuso ad entrambe le estremità e contenente un liquido in bassa pressione (tipo un alcool), che evapora in seguito al riscaldamento per poi cedere calore all'acqua sovrastante e condensare ritornando sul fondo del tubo (**Fig. 2.39**). Il limite di questo tipo di collettori, è che vanno installati con una certa inclinazione (dai 30° ai 70°). Funzionano bene in condizioni di basse temperature e tempo nuvoloso. [1]

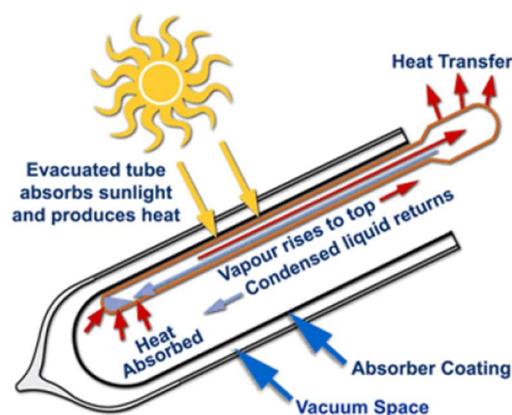


Figura 2.39 Collettore solare Heat pipe [12]

## 2.5 Confronto dei rendimenti tra i vari collettori

I collettori piani vetrati (**Fig. 2.40**), presentano bassi rendimenti in scarsa condizione di insolazione ed alti rendimenti in condizione di buona insolazione. Collettori selettivi piani hanno rendimenti maggiori dei collettori non selettivi.



Figura 2.40 Collettori piani vetrati installati su un tetto [10]

I collettori piani non vetrati (**Fig. 2.41**), presentano rendimento più elevato dei collettori vetrati in condizioni di elevata insolazione, ma decade molto in condizione di scarsa radiazione.



Figura 2.41 Collettori piano non vetrati [1]

I collettori a tubi sottovuoto (**Fig. 2.42**), in condizioni di alta radiazione hanno rendimenti leggermente più bassi rispetto ai due tipi di collettore piano, ma in condizione di scarsa insolazione mantiene comunque un elevato rendimento. [1]



Figura 2.42 Collettori a tubi sottovuoto installati su un tetto [13]

Si riportano su un grafico i rendimenti dei vari pannelli nelle varie condizioni di insolazione (**Fig. 2.43**):

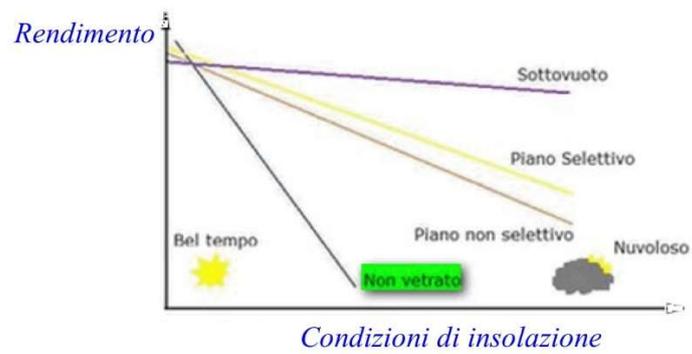


Figura 2.43 Rendimento dei collettori al variare delle condizioni di insolazione [1]

## **2.6 Impianti solari termici**

### **2.6.1 Introduzione**

Le applicazioni di un sistema ad energia solare termica sono varie:

- 1) Riscaldamento per acqua calda sanitaria (bassa temperatura)
- 2) Riscaldamento ambienti (bassa temperatura)
- 3) Raffrescamento (Solar cooling a media temperatura)
- 4) Produzione di calore per processi industriali (media-alta temperatura)
- 5) Sistemi di conversione di energia termica in energia meccanica e elettrica (alta temperatura)
- 6) Distillazione per produzione di acqua dolce (media temperatura)
- 7) Essiccazione (bassa temperatura)

Ogni impianto, a prescindere dallo specifico campo di applicazione, è costituito da una serie di componenti:

- Collettori solari
- Accumuli
- Alimentazione ausiliaria (back-up)
- Scambiatori di calore
- Sistema di controllo
- Vasi di espansione

La prestazione di ogni componente è correlata a quella degli altri. Per esempio la dipendenza dell'efficienza del collettore dalla temperatura rende l'intero sistema sensibile alla temperatura di lavoro del fluido.[14]

#### **Produzione di acqua calda sanitaria**

Il collettore viene utilizzato per il riscaldamento del fluido di lavoro (termovettore) che passando in un serbatoio di accumulo riscalda l'acqua contenuta in esso grazie ad uno scambiatore di calore che separa il fluido di lavoro dall'acqua contenuta nell'accumulo. La circolazione del fluido di lavoro può essere o naturale oppure forzata. Il fluido di

lavoro solitamente è acqua contenente antigelo per evitare il congelamento nel collettore in condizioni climatiche più rigide.[14]

Il circuito solare può essere di tipo aperto se il fluido di lavoro è lo stesso del circuito di utilizzo (acqua) e di tipo chiuso se il fluido termovettore è diverso da quello del circuito di utilizzo

## 2.6.2 Tipi di impianto

### 2.6.2.1 Impianto a circuito aperto a circolazione naturale

In (Fig. 2.44) è presentato un impianto con collettore ed accumulo integrato. Il collettore solare installato può essere di tipo piano o a tubi sottovuoto. Grazie alla radiazione solare, l'acqua viene riscaldata e sale verso il serbatoio di accumulo per poi andare al circuito domestico (convezione naturale). Essendo il circuito aperto, il fluido termovettore coincide con il fluido che passa nel circuito di utilizzo. Il sistema è semplice e di piccole dimensioni, ha tempo di vita elevato ed è poco soggetto al rischio di congelamento.

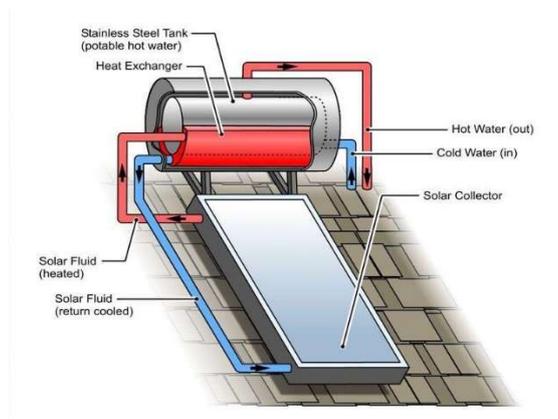


Figura 2.44 Impianto solare termico a circuito aperto con collettore e accumulo integrato a circolazione naturale [14]

In un sistema a circuito aperto a circolazione naturale con accumulo integrato (Fig. 2.45), l'acqua proveniente dall'acquedotto entra nel fondo del collettore e sale al serbatoio quando viene riscaldata. In caso di clima freddi, una soluzione antigelo è l'utilizzo di glicole, immessa nel circuito solare chiuso.[14]

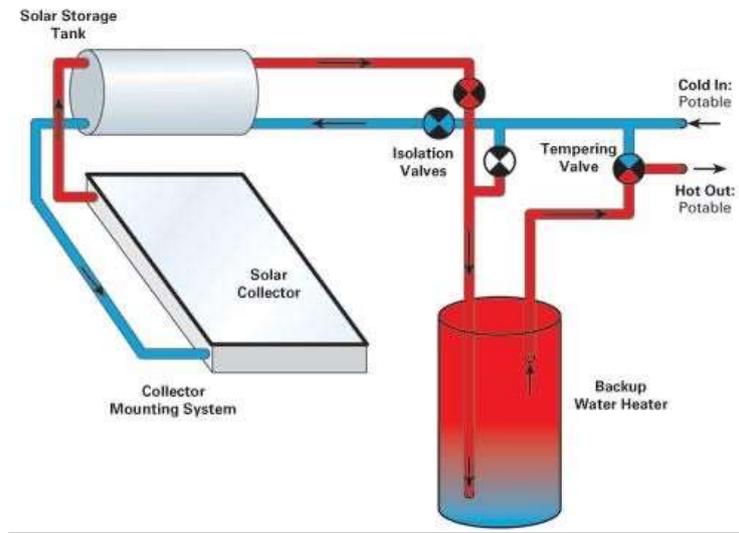


Figura 2.45 Impianto solare termico a circuito aperto con collettore e accumulo integrato a circolazione naturale

[14]

### 2.6.2.2 Impianto a circuito chiuso a circolazione forzata

Nel caso di impianti a circolazione forzata, a circuito chiuso, il sistema è pressurizzato grazie all'utilizzo di una pompa (**Fig. 2.46**). Il fluido termovettore, è costituito da acqua e glicole per protezione dal gelo, ed è azionato dalla pompa di circolazione, che passando attraverso i collettori si riscalda grazie alla radiazione solare. Grazie ad una serpentina, il fluido termovettore cede calore all'acqua contenuta nel serbatoio di accumulo proveniente dall'acquedotto. Il fluido termovettore ritorna poi ai collettori per chiudere il circuito, mentre l'acqua calda destinata all'utenza è prelevata dal serbatoio di accumulo. È installato un boiler ausiliario, che si aziona per innalzare la temperatura dell'acqua grazie ad un sistema di controllo quando la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo è bassa e non soddisfa la temperatura di set point richiesta dall'utenza. Questo tipo di impianto è ideale per installazioni in presenza di clima rigidi ma ha bisogno di protezione per le condizioni di stagnazione.[14]

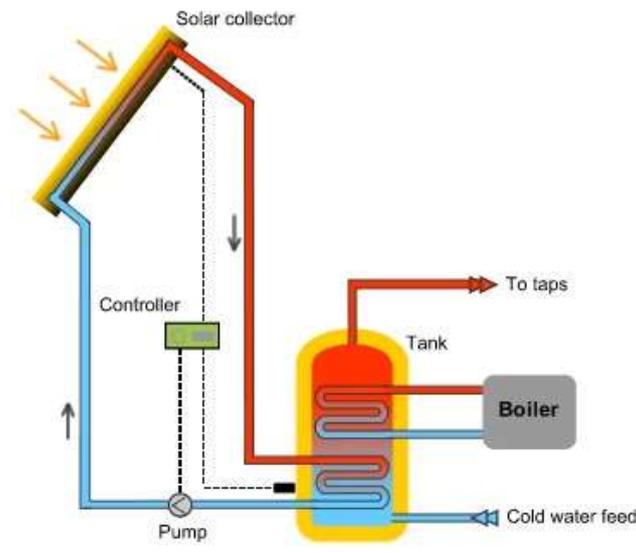


Figura 2.46 Impianto solare termico a circuito chiuso a circolazione forzata [14]

Il fenomeno della stagnazione è considerato un problema serio per gli impianti a circuito chiuso. Il fenomeno può essere dovuto a varie cause: consumo di acqua calda assente, sovradimensionamento dei collettori solari, malfunzionamento della pompa di circolazione. Queste, fanno in modo di impedire al fluido termovettore di scambiare calore attraverso la serpentina nell'accumulo e quindi, inevitabilmente, la temperatura incrementa fino a superare anche i 200 °C. A questa temperatura il fluido di lavoro evapora ed espande all'interno del circuito causando sbalzi di pressione, deterioramento del fluido termovettore rendendolo acido e aggressivo (può danneggiare tutto il circuito solare ed i componenti). È predisposta una opportuna valvola di sicurezza (tarata ad una certa pressione massima di esercizio) in prossimità dei collettori per garantire il rilascio di fluido se la pressione supera il valore della taratura. [15]

Un altro componente di sicurezza è il vaso di espansione (**Fig. 2.47**). È costituito da un diaframma all'interno ed è parzialmente riempito di aria. Quando avviene la dilatazione termica del fluido di lavoro, il vaso di espansione permette di assorbire la pressione in eccesso del fluido. L'acqua e l'aria sono separate da un diaframma di gomma che si muove all'espandersi dell'acqua, comprimendo l'aria sull'altro lato. [16]



Figura 2.47 Vaso di espansione[16]

### 2.6.3 Accumulo

Le caratteristiche principali di un sistema di accumulo di energia termica, che devono essere considerate nella sua scelta e progettazione, sono:

- la capacità di accumulo di energia per unità di volume [ $J / m^3$ ]
- tipicamente scelti/dimensionati per raggiungere una giornata di piena autonomia per soddisfare il fabbisogno
- il range di temperatura in cui opera (la temperatura alla quale il calore viene addotto e ceduto)
- stratificazione della temperatura nell'unità di accumulo
- i requisiti di potenza per l'aggiunta o la rimozione di calore
- i serbatoi o altri elementi strutturali associati al sistema di accumulo
- isolanti per ridurre le perdite termiche dal sistema di accumulo
- il costo

#### 2.6.3.1 Stratificazione termica

La stratificazione termica è influenzata da una serie di fattori come la miscelazione dovuta ai flussi di ingresso e uscita, le perdite di calore nell'ambiente e la configurazione del serbatoio come il rapporto di aspetto. Il rapporto di aspetto (AR) è definito come il rapporto tra altezza e diametro. Il suo valore ottimale per migliorare la stratificazione è considerato compreso tra 3 e 4. Un esempio in **(Fig. 2.48)**, un serbatoio di accumulo dopo l'inizio della carica del serbatoio di accumulo. A sinistra l'immagine termografica

dopo 1h 15 min, si evidenzia l'inizio degli strati di stratificazione, mentre nell'immagine a destra dopo 2h 50min la stratificazione è uniforme.

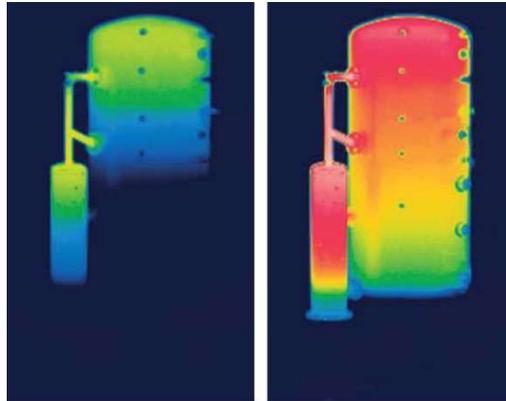


Figura 2.48 Termografia di un serbatoio di accumulo dopo 1h 15min e dopo 2h 50min dall'inizio della carica del serbatoio [14]

### 2.6.3.2 Temperatura di set point del serbatoio di accumulo

La scelta della temperatura di set point in uscita dalla parte alta del serbatoio è molto importante. La temperatura dell'acqua non deve essere troppo alta sia per evitare eccessive dispersioni termiche o sprechi di energia termica. Un valore ragionevole è 50 ° C se non si considerano problemi con la *legionella pneumophila*. L'intervallo di temperatura ottimale per la crescita di questo batterio è compreso tra 25 e 45 ° C. Sotto i 5 ° C e sopra i 60 ° C può sopravvivere ma non crescere. Nel caso in cui si volesse tener conto del batterio, può essere effettuata una disinfezione quotidiana dalla legionella, portando per almeno 30 min la temperatura sopra i 60 ° C. [14]

### Sistema ausiliario (backup)

I sistemi di riscaldamento solare dell'acqua richiedono quasi sempre un sistema di backup per giornate dove la radiazione solare è bassa oppure in periodi di maggiore domanda. Questo sistema di backup è tipicamente un tradizionale scaldabagno a gas o elettrico, oppure possono essere utilizzate pompe di calore, se la temperatura dell'acqua non deve superare i 60 ° C.

## Regole pratiche

Oggi la maggior parte degli impianti solari termici per la produzione di acqua calda viene utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria (ACS) per abitazioni residenziali. Questi sistemi sono progettati per coprire circa il 50-60% del fabbisogno annuo di acqua calda tramite energia solare termica. I dati di progettazione per impianti solari termici per la produzione di acqua calda sanitaria in case unifamiliari o piccole plurifamiliari in un clima medio europeo sono:

- Area collettori da 1 a 1,5 m<sup>2</sup> per persona (collettori piani) o da 0,8 a 1,0 m<sup>2</sup> per persona (collettori a tubi sottovuoto)
- Volume del serbatoio di accumulo di circa 50 l per ogni m<sup>2</sup> di superficie dei collettori
- Rapporto superficie scambiatore di calore a serpentina e superficie del collettore tra i 0,2 e 0,3 m<sup>2</sup> per ogni m<sup>2</sup> di superficie del collettore. [14]

### **2.6.4 Configurazioni di collettori in serie ed in parallelo**

#### Collegamento in serie

Quando i collettori solari sono in serie (**Fig. 2.49**) sono attraversati dalla stessa portata d'acqua e la portata dell'impianto è la stessa di ogni collettore. La temperatura del fluido termovettore aumenta dal primo all'ultimo e quindi gli ultimi collettori funzionano a una temperatura più alta e quindi con una minore efficienza. È quindi preferibile limitare il numero di collettori collegati in serie.

#### Collegamento in parallelo

Nel collegamento in parallelo (**Fig. 2.49**), la portata si ripartisce tra i collettori quasi equamente; la differenza può essere dovuta ad irregolarità, per esempio depositi di sporcizia nei collettori. I collettori in parallelo devono avere tutti le stesse caratteristiche per evitare che la portata possa ripartirsi in modo troppo disomogeneo. L'aumento della temperatura tende ad essere lo stesso in ogni collettore e funzionano tutti con la stessa efficienza. [14]

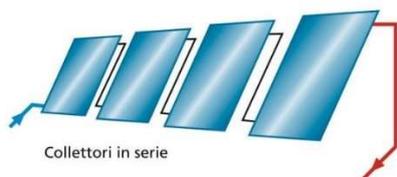
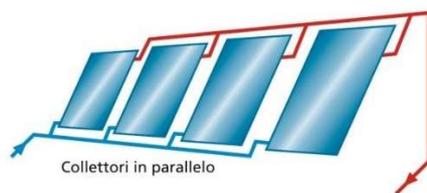


Figura 2.49 Collettori in serie ed in parallelo [14]

### 3. Normative di riferimento

#### 3.1 Modello mensile per il calcolo dell'irradianza solare su di una superficie: UNI 10349-1

##### Posizione del Sole

In riferimento alla norma si calcolano i vari parametri per determinare la posizione del sole

Parametri in **INPUT**:

$\beta$ : angolo di tilt [°]

$\gamma$ : angolo di azimut di una superficie [°]

$\Psi$ : longitudine [°]

$\varphi$ : latitudine [°]

$\bar{\delta}$ : declinazione media mensile del sole [°]

$\bar{\omega}_s$ : angolo orario medio mensile del tramonto astronomico [°]

$\rho$ : valore riflettanza superficie [/]

$\theta_e$ : temperatura media giornaliera mensile dell'aria esterna

$\bar{H}_{bh}$ : irradiazione solare giornaliera media mensile diretta

$\bar{H}_{dh}$ : irradiazione solare giornaliera media mensile diffusa

Di questi parametri, sono presi da apposite tabelle sulla normativa di riferimento UNI10349-1 la latitudine, longitudine, temperatura media giornaliera mensile, irradiazione solare giornaliera media mensile diffusa e diretta, riferite alla stazione di rilevazione dei dati climatici del capoluogo di provincia. La declinazione media mensile è riferita in funzione della latitudine e la longitudine della località.

Si procede con il calcolo di alcuni valori in funzione degli angoli già definiti:

$$T = \sin(\delta) * (\sin(\varphi) * \cos(\beta) - \cos(\varphi) * \sin(\beta) * \cos(\gamma)) \quad (1)$$

$$U = \cos(\delta) * (\cos(\varphi) * \cos(\beta) + \sin(\gamma) * \sin(\beta) * \cos(\gamma)) \quad (2)$$

$$V = \cos(\delta) * (\sin(\beta) * \sin(\gamma)) \quad (3)$$

Per il piano orizzontale ( $\beta=0$ ):

$$T = \sin(\delta) * \sin(\varphi) \quad (4)$$

$$U = \cos(\delta) * \cos(\varphi) \quad (5)$$

$$V = 0 \quad (6)$$

### Calcolo angoli orari

$$tg\left(\frac{\omega}{2}\right) = \frac{-V \pm \sqrt{U^2 + V^2 - T^2}}{(T - U)} \quad (7)$$

Dei due valori, corrisponde al comparire del Sole (alba) e si designa con  $\omega_1$  quello per cui vale la relazione:

$$V * \cos(\omega_1) > U * \sin(\omega_1) \quad (8)$$

Si designa con  $\omega_2$  quello corrispondente allo scomparire del sole(tramonto)

Le soluzioni possono essere sia reali che complesse:

- a) Caso di radici complesse o nulle, ovvero  $U^2 + V^2 - T^2 \leq 0$  si ha che per  $T + U > 0$  la superficie è esposta su tutto l'arco del percorso del sole e quindi:

$$\begin{cases} \omega' = -\omega_s (\text{apparire del sole sulla superficie inclinata}) \\ \omega'' = \omega_s (\text{scomparire del sole sulla superficie inclinata}) \end{cases}$$

- b) Caso di radici reali ovvero  $U^2 + V^2 - T^2 > 0$ :

$$\begin{cases} \omega' = \max[\omega_1; -\omega_s] (\text{apparire del sole sulla superficie inclinata}) \\ \omega'' = \min[\omega_2; +\omega_s] (\text{scomparire del sole sulla superficie inclinata}) \end{cases}$$

- c) Caso di superficie rivolta verso Nord nel periodo estivo può accadere che  $-\omega_s < \omega_2 < 0 \wedge 0 < \omega_1 < \omega_s$  e che quindi il sole compaia e scompaia una prima volta in prossimità dell'alba ed una seconda volta in prossimità del tramonto:

$$\begin{cases} \omega'_1 = -\omega_s \text{ e } \omega''_1 = \omega_2 \\ \omega'_2 = \omega_1 \text{ e } \omega''_2 = \omega_s \end{cases}$$

### Calcolo altezza solare $\alpha$

$$\sin(\alpha) = \cos(\varphi) * \cos(\delta) * \cos(\omega) + \sin(\varphi) * \sin(\delta) \quad (9)$$

$$\alpha = \arcsin(\sin(\alpha)) \quad (10)$$

### Calcolo Azimut del sole $\gamma_s$

$$\sin(\gamma_s) = \frac{\cos(\delta) + \sin(\omega)}{\cos(\alpha)} \quad (11)$$

$$\cos(\gamma_s) = \frac{\cos(\delta) * \cos(\omega) * \sin(\varphi) - \sin(\delta) * \cos(\varphi)}{\cos(\alpha)} \quad (12)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Se } \{ \sin(\gamma_s) < 0 \wedge \cos(\gamma_s) < 0 \rightarrow \gamma_s = (-180 - \arcsin(\sin(\gamma_s))) \\ \text{Se } \{ \cos(\gamma_s) < 0 \rightarrow \gamma_s = (180 - \arcsin(\sin(\gamma_s))) \\ \text{Altri casi } \rightarrow \gamma_s = \arcsin(\sin(\gamma_s)) \end{array} \right.$$

### Calcolo a partire dai dati medi mensili dell'irradiazione solare media mensile ricevuta da una superficie fissa comunque inclinata ed orientata

$\bar{H}$ : irradiazione solare giornaliera media mensile su piano orizzontale [MJ/m<sup>2</sup>]

$H$ : Irradiazione solare globale [MJ/m<sup>2</sup>]

$\bar{H}_{bh}$ : Irradiazione solare giornaliera media mensile diretta su piano orizzontale [MJ/m<sup>2</sup>]

$H_b$ : Irradiazione solare diretta [MJ/m<sup>2</sup>]

$\bar{H}_{dh}$ : Irradiazione solare giornaliera media mensile diffusa su piano orizzontale [MJ/m<sup>2</sup>]

$H_d$ : Irradiazione solare diffusa [MJ/m<sup>2</sup>]

$\bar{H}_{ho}$ : Irradiazione solare orizzontale extraatmosferica media mensile [MJ/m<sup>2</sup>]

$H_{ho}$ : Irradiazione solare orizzontale extraatmosferica [MJ/m<sup>2</sup>]

$\bar{H}_h$ : Irradiazione solare giornaliera media globale orizzontale [MJ/m<sup>2</sup>]

$H_h$ : Irradiazione solare globale orizzontale [MJ/m<sup>2</sup>]

$\bar{K}_T$ : indice di soleggiamento reale medio giornaliero [/]

$\bar{R}_b$  : rapporto medio mensile tra irradianza diretta su una superficie inclinata ed orientata e l'irradianza su superficie orizzontale [ / ]

$R_b$ : rapporto tra irradianza diretta su una superficie inclinata ed orientata e l'irradianza su superficie orizzontale [ / ]

La radiazione giornaliera media globale orizzontale è:

$$\bar{H}_h = \bar{H}_{bh} + \bar{H}_{dh} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} R_b &= \frac{H_b}{H_{bh}} = \\ &= \frac{\left[ T * \frac{\pi}{180} * (\omega'' - \omega') + U * (\sin(\omega'') - \sin(\omega')) - V * (\cos(\omega'') - \cos(\omega')) \right]}{2 * \left[ T_h * \frac{\pi}{180} * \omega_s + U_h * \sin(\omega_s) \right]} \end{aligned} \quad (14)$$

Nel caso di superficie rivolta verso Nord nel periodo estivo (caso (c)):

$$\begin{aligned} R_b &= \frac{H_b}{H_{bh}} \\ &= \frac{\left[ T * \frac{\pi}{180} * (\omega''_1 - \omega'_1) + U * (\sin(\omega''_1) - \sin(\omega'_1)) - V * (\cos(\omega''_1) - \cos(\omega'_1)) \right]}{2 * \left[ T_h * \frac{\pi}{180} * \omega_s + U_h * \sin(\omega_s) \right]} + \\ &+ \frac{\left[ T * \frac{\pi}{180} * (\omega''_2 - \omega'_2) + U * (\sin(\omega''_2) - \sin(\omega'_2)) - V * (\cos(\omega''_2) - \cos(\omega'_2)) \right]}{2 * \left[ T_h * \frac{\pi}{180} * \omega_s + U_h * \sin(\omega_s) \right]} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\bar{R} = \left(1 - \frac{\bar{H}_{dh}}{\bar{H}_h}\right) * \bar{R}_b + \frac{\bar{H}_{dh}}{\bar{H}_h} * \frac{1 + \cos(\beta)}{2} + \rho * \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \quad (16)$$

Il valore medio giornaliero mensile della radiazione solare su una qualunque superficie inclinata è:

$$\bar{H} = \bar{R} * \bar{H}_h = \bar{R} * \bar{K}_T * \bar{H}_{ho} \quad (17)$$

### **Presenza di ostruzioni**

In presenza di ostruzioni all'orizzonte, al posto degli angoli orari del sorgere e del tramonto astronomici  $\pm \omega_s$ , si devono usare gli angoli relativi all'apparire o scomparire rispetto all'ostruzione. Questa può essere considerata equivalente ad un piano con una inclinazione  $\beta'$  pari all'angolo che essa fa con l'orizzonte dalla parte che intercetta il sole e un azimut  $\gamma'$  pari a quello dell'ostruzione diminuita o aumentata di  $90^\circ$  secondo che si consideri il suo inizio o la sua fine. Calcolate le quantità  $T', U', V'$ , con le precedenti formule utilizzando questa volta al loro interno i valori di  $\gamma'$ , si hanno gli angoli orari  $\omega_s$  cercati.

Si deve poi verificare che se  $\alpha'$  è l'altezza dell'ostruzione è maggiore dell'altezza solare  $\alpha$  in corrispondenza dell'angolo orario trovato allora ci sarà ostruzione:

$$\sin(\alpha) = U_h \cos(\omega'_s) + T_h < \sin(\alpha') \quad (18)$$

$$R_b = \frac{H_b}{H_{bh}}$$

$$= \frac{\left[ T * \frac{\pi}{180} * (\omega'' + \omega_2'' - \omega' - \omega_1') + U * (\sin(\omega'') + \sin(\omega_2'') - \sin(\omega') - \sin(\omega_1')) \right] +}{2 * \left[ T_h * \frac{\pi}{180} * \omega_s + U_h * \sin(\omega_s) \right]} + \frac{[-V * (\cos(\omega'') + \cos(\omega_2'') - \cos(\omega') - \cos(\omega_1'))]}{2 * \left[ T_h * \frac{\pi}{180} * \omega_s + U_h * \sin(\omega_s) \right]} \quad (19)$$

dove:

- $\omega_2''$  è l'angolo inizio ostruzione (scomparsa sole);
- $\omega_1'$  è l'angolo fine ostruzione (appare sole). [17]

## 3.2 Calcolo del fabbisogno di energia primaria per la produzione di acqua calda sanitaria 11300-2

### 3.2.1 Fabbisogni di energia utile per la produzione di acqua calda sanitaria

I fabbisogni di energia termica utile per acqua calda sanitaria si calcolano in base alle portate di acqua per le varie destinazioni d'uso e alla differenza tra temperatura di erogazione e temperatura di immissione di acqua fredda sulla base dei dati di riferimento definiti nella presente specifica tecnica. **L'energia termica richiesta  $Q_W$**  per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria di un edificio in funzione del volume di acqua richiesto e della differenza tra la temperatura di erogazione e dell'acqua fredda in ingresso è data da:

$$Q_W = \rho_W c_W \sum_i [V_{W,i} (\theta_{er,i} - \theta_0)] G \text{ [kWh]} \quad (20)$$

dove:

- $\rho_W$  è la massa volumica dell'acqua, ipotizzabile pari a 1000 [kg / m<sup>3</sup>]
- $c_W$  è il calore specifico dell'acqua, pari a  $1,162 \times 10^3$  [kWh/ (kg K)]
- $V_{W,i}$  è il volume di acqua giornaliero per l'i-esima attività o servizio richiesto espresso in metri cubi al giorno (varia a seconda della destinazione d'uso dell'edificio)
- $\theta_{er,i}$  è la temperatura di erogazione dell'acqua per l'i-esima attività o servizio richiesto [°C] (si assume pari a 40°C);
- $\theta_0$  è la temperatura dell'acqua fredda in ingresso [°C] (pari alla media annuale delle temperature medie mensili dell'aria esterna della località considerata, ricavate dalla UNI 10349-1);
- $G$  è il numero di giorni del periodo di calcolo considerato [d].

Nel caso di edifici a destinazione residenziale si considera il volume di acqua giornaliero richiesto di acqua calda sanitaria per il solo servizio domestico. Nel caso di edifici non residenziali i fabbisogni di acqua calda e le relative temperature di utilizzo possono essere relativi a più attività. Per esempio per un albergo (3 stelle)

che fornisce anche i servizi di centro benessere, ristorazione e lavanderia, l'energia termica richiesta per soddisfare il fabbisogno di acqua calda è data dalla somma dei fabbisogni delle attività svolte nell'edificio. Nel caso di edificio in cui si svolgano più attività i fabbisogni di energia per uso sanitario devono essere indicati separatamente dai singoli fabbisogni per altre attività.

La determinazione dei fabbisogni di energia termica per acqua calda sanitaria in base alle porte e temperatura specifica non tiene conto dei fabbisogni richiesti per rispettare i seguenti requisiti del servizio acqua calda sanitaria:

- 1) Prevenzione e controllo della legionella
- 2) Ricambio d'acqua periodico nelle piscine pubbliche.

Per quanto riguarda il primo punto, si rinvia al CEN / TR 16355 e ai provvedimenti legislativi nazionali. Sono previsti i seguenti trattamenti termici:

- disinfezione continua con temperatura dell'acqua in circolazione (compreso ricircolo) maggiore di 50 °C
- disinfezione periodica con trattamenti da attuarsi nei periodi di minor uso impianti con programmi specifici di temperatura e durata (temperatura tra 60 °C e 70 °C e durata tra 15 min e 30 min).

Nella relazione tecnica deve essere indicato, se previsto, il tipo di trattamento adottato ed una indicazione del fabbisogno termico annuo per disinfezione termica.

### 3.2.2 Volume di acqua richiesto per edifici residenziali

Per gli edifici residenziali il volume di acqua richiesto  $V_W$ , espresso in litri/giorno, è calcolato come:

$$V_W = a \times S_u + b \quad [l/giorno] \quad (21)$$

dove:

- $a$  è un parametro in litri/ (m<sup>2</sup> giorno) ricavabile da **(Tab. 3.1)**;
- $b$  è un parametro in litri/(giorno) ricavabile dal **(Tab. 3.1)**;
- $S_u$  è la superficie utile dell'abitazione espressa in metri quadri.

Superficie utile $S_u$ [m <sup>2</sup> ]	$S_u \leq 35$	$35 \leq S_u \leq 50$	$50 \leq S_u \leq 200$	$S_u > 200$
Parametro a [litri/ (m <sup>2</sup> giorno)]	0	2,667	1,067	0
Parametro b [litri/giorno]	50	-43,33	36,67	250

Tabella 3.1 Parametri per il calcolo del volume di acqua richiesto in edifici residenziali[18]

### 3.2.3 Volume di acqua richiesto per altre tipologie di edifici

Per gli edifici non residenziali il volume di acqua richiesto  $V_W$ , espresso in litri/giorno, è calcolato come:

$$V_W = a \times N_u \left[ \frac{l}{giorno} \right] \quad (22)$$

dove:

- $a$  è il fabbisogno specifico giornaliero in litri/(giorno  $\times N_u$ ) ricavabile da **(Tab 3.2)**;
- $N_u$  è un parametro variabile in funzione del tipo di edificio ricavabile da **(Tab. 3.2)**.

Tipo di attività	a	N <sub>u</sub>
Dormitori, residence e B&B	40	Numero di letti
Hotel fino a 3 stelle	60	Numero di letti
Hotel 4 stelle ed oltre	880	Numero di letti
Attività ospedaliera con pernottamento	80	Numero di letti
Attività ospedaliera Day Hospital (senza pernottamento)	15	Numero di letti
Scuola ed istruzione	0.2	Numero di allievi
Scuole materne e asili nido	8	Numero di bambini
Attività sportive/palestre	50	Per doccia installata
Spogliatoi di stabilimenti	10	Per doccia installata
Uffici	0,2	Sup. netta climatizzata
Esercizio commerciale senza obbligo di servizi igienici per il pubblico	0	-
Esercizio commerciale con obbligo di servizi igienici per il pubblico	0,2	Sup. netta climatizzata
Ristoranti-Caffetterie	65	Numero di coperti
Catering, self-service, bar	25	Numero di coperti
Servizio lavanderia	50	Numero di letti
Centri benessere	200	Numero di ospiti
Altro	0	

Tabella 3.2 Parametri per il calcolo del volume di acqua richiesto in edifici non residenziali[18]

### 3.2.4 Temperatura dell'acqua calda sanitaria

Valori di riferimento sono riportati in (Tab. 3.3), non tenendo conto dei fabbisogni per disinfezione

Temperatura di riferimento all'erogazione	40°C
Rete di distribuzione alle utenze	48°C
Rete di ricircolo	48°C
Rete distribuzione finale	48°C

Tabella 3.3 Vari di riferimento della temperatura dell'acqua calda [18]

Per quanto riguarda i serbatoi di accumulo ed i circuiti di collegamento tra generatore e serbatoio (circuito primario), in mancanza di dati di progetto nel caso di generatori alimentati a combustibili fossili, si assumono i seguenti dati:

-Temperatura del serbatoio di accumulo 60°C

Nel caso di altri sistemi di generazione o di vettori energetici diversi dai combustibili fossili per tutte le tipologie di valutazione si devono assumere i valori di progetto.

### **3.2.5 Sottosistema di erogazione**

Ai fini della presente specifica tecnica si considerano:

- perdite di massa dovute ad erogazione di acqua mediante il dispositivo di erogazione (miscelatore o altro dispositivo) fino a raggiungere la temperatura desiderata;
- perdite termiche nelle tubazioni di distribuzione alle utenze.

Le prime si considerano non recuperabili, mentre le seconde sono tutte o in parte recuperabili. Ai fini della presente specifica tecnica non si considerano le perdite di massa e le perdite termiche dell'erogazione, che si considerano comprese nel calcolo delle perdite della distribuzione alle utenze.

Le perdite di erogazione si calcolano con la seguente formula:

$$Q_{l,w,er} = Q_w \times \frac{1 - \eta_{w,er}}{\eta_{w,er}} \quad (23)$$

dove:

- $Q_u$  è il fabbisogno di energia termica calcolata per la produzione di acqua calda sanitaria;
- $\eta_{w,er}$  è il rendimento di erogazione dell'acqua.

### 3.2.6 Sottosistemi di distribuzione

Nel caso più generale la distribuzione di acqua calda sanitaria comprende:

- la distribuzione alle utenze;
- un anello di ricircolo;
- il circuito di collegamento tra generatore e serbatoio di accumulo.

Negli impianti autonomi con scaldacqua dedicato o con generatore di calore combinato di potenza termica minore di 35 kW si ha generalmente solo la distribuzione alle utenze. Nel caso di impianti centralizzati si può avere solo distribuzione alle utenze e anello di ricircolo se il generatore contiene serbatoio di accumulo e la relativa tubazione di collegamento tra generatore e serbatoio. Nel caso più generale, le perdite complessive del sottosistema di distribuzione dell'acqua calda sanitaria sono date dalla somma delle perdite relative alle tre parti in cui è suddivisibile la distribuzione e quindi:

- 1) Le perdite dei tratti di distribuzione alle utenze ( $du$ );
- 2) Le perdite dell'anello di ricircolo ( $dr$ );
- 3) Le perdite del circuito di collegamento generatore-serbatoio ( $dp$ ).

### 3.2.7 Perdite della distribuzione finale alle utenze

Le perdite della rete di distribuzione alle utenze si calcolano come la somma delle perdite dei tratti costituenti la rete:

$$Q_{l,W,du} = \sum_i Q_{l,W,du,i} \quad [kWh] \quad (24)$$

$Q_{l,W,du,i}$  sono le perdite di energia termica dell' $i$ -esimo tratto di tubazione facente parte della rete di distribuzione dell'acqua calda sanitaria alle utenze calcolate secondo la seguente formula:

$$Q_{l,W,du,i} = L_i \frac{(d_{int,i})^2}{4 \pi \rho_w c_w N_{w,du} n_{gg} (\theta_{W,avg} - \theta_{a,i})} \quad [kWh] \quad (25)$$

dove:

- $L_i$  è la lunghezza dell'i-esimo tratto di tubazione [m];
- $d_{int,i}$  è il diametro interno dell'i-esimo tratto di tubazione [m];
- $N_{w,du}$  è il numero di cicli di utilizzo giornalieri, assunto convenzionalmente pari a 3;
- $n_{gg}$  è il numero di giorni dell'intervallo di calcolo (mese);
- $\theta_{w,avg}$  la temperatura media dell'acqua calda sanitaria nella rete di distribuzione, assunta convenzionalmente pari a 48 °C;
- $\theta_{a,i}$  è la temperatura dell'ambiente esterno all'i-esimo tratto di tubazione.

Nel caso di impianti esistenti privi di ricircolo all'interno di singole unità immobiliari, le perdite del sottosistema di distribuzione alle utenze si possono calcolare come segue:

$$Q_{l,w,du} = (Q_w + Q_{l,w,er}) \times f_{l,w,d} \quad [kWh] \quad (26)$$

dove:

- $f_{l,w,d}$  è il fattore di perdita della rete di distribuzione da **(Tab 3.4)**.

Tipologia del sistema	Fattore di perdita $f_{l,w,d}$	Fattore di recupero $f_{rh,w,d}$
Sistemi installati prima dell'entrata in vigore della legge 373/76	0.12	0.5
Sistemi installati dopo l'entrata in vigore della legge 373/76 con rete di distribuzione corrente solo parzialmente in ambiente climatizzato	0.08	0.5
Sistemi installati dopo l'entrata in vigore della legge 373/76 con rete di distribuzione corrente totalmente in ambiente climatizzato	0.08	0.9

Tabella 3.4 Fattori di perdita e di recupero[18]

### **Perdite nella rete di ricircolo**

Per tutti i tipi di valutazione si considera una temperatura media dell'acqua nelle tubazioni di 48°C.

### **Perdite del circuito di collegamento tra generatore e serbatoio di accumulo**

Per il calcolo delle perdite del circuito primario si considerano i seguenti casi:

- Distanza tra generatore e serbatoio di accumulo  $\leq 5 m$  e tubazioni di collegamento isolate: le perdite si considerano trascurabili;
- Distanza tra generatore e serbatoio di accumulo  $\leq 5 m$  e tubazioni di collegamento non isolate.
- Distanza tra generatore e serbatoio di accumulo  $> 5 m$ .

### **Perdite del serbatoio di accumulo**

Il serbatoio può essere all'interno del generatore di calore oppure all'esterno. In questo secondo caso il serbatoio è collegato al generatore di calore mediante tubazioni e pompa di circolazione (circuito primario).

Nel primo caso le perdite di accumulo sono comprese nelle perdite di produzione dell'apparecchio.

Nel secondo caso si hanno:

- perdite del serbatoio;
- perdite del circuito primario di collegamento generatore - serbatoio;
- eventuali recuperi di energia termica da altri servizi.

Le perdite di energia termica del serbatoio di accumulo  $Q_{l,W,s}$  si calcolano in base alla entità e alle caratteristiche della superficie disperdente dell'accumulatore e alla differenza tra la temperatura media dell'acqua nel serbatoio e la temperatura media dell'ambiente nel quale l'accumulatore è installato. Tali perdite si calcolano con la seguente formula:

$$Q_{l,w,s} = \frac{S_s}{d_s} (\theta_{avg,w,s} - \theta_a) t \frac{\lambda_s}{1000} \quad [kWh] \quad (27)$$

dove:

- $S_s$  è la superficie esterna dell'accumulo [ $m^2$ ]
- $d_s$  è lo spessore dello strato isolante [m];
- $\lambda_s$  è la conducibilità dello strato isolante [ $W/(m \times K)$ ];
- $t$  è la durata del periodo considerato [h];
- $\theta_{avg,w,s}$  è la temperatura media dell'acqua nel serbatoio di accumulo. In assenza di dati di progetto o misurazioni la temperatura media per serbatoi di acqua calda sanitaria è convenzionalmente fissata a 60 [°C];
- $\theta_a$  è la temperatura ambiente del locale di installazione dell'accumulo [°C].

Qualora sia disponibile il valore della dispersione termica dell'apparecchio  $K_{boll} \left[ \frac{W}{K} \right]$  dichiarato dal produttore, le perdite sono calcolate con la formula seguente:

$$Q_{l,w,s} = K_{boll} (\theta_{avg,w,s} - \theta_a) \frac{t}{1000} \quad [kWh] \quad (28)$$

Qualora il produttore indichi la perdita giornaliera di energia termica  $Q_{test}$  in kWh/giorno, misurata per una differenza di temperatura di test, il  $K_{boll}$  è ricavabile come:

$$K_{boll} = \frac{Q_{test}}{0.024 (\theta_{test,w,s} - \theta_{test,a})} \quad \left[ \frac{W}{K} \right] \quad (29)$$

dove:

- $\theta_{test,w,s}$  [°C] è la temperatura media dell'acqua nel serbatoio di accumulo nelle condizioni di prova dichiarata dal produttore;
- $\theta_{test,a}$  [°C] è la temperatura ambiente del locale di installazione dell'accumulo nelle condizioni di test dichiarata dal produttore.

Se il serbatoio è installato all'esterno dell'ambiente climatizzato, le perdite si considerano tutte non recuperabili. Nel caso in cui l'accumulatore sia installato

nell'ambiente riscaldato, le perdite si considerano tutte recuperate durante il periodo di riscaldamento. Si considerano invece tutte non recuperabili durante il periodo nel quale il riscaldamento è inattivo (periodo estivo).

Le perdite di accumulo recuperabili e non recuperabili si considerano presenti in tutto il periodo di funzionamento prefissato del sistema. Se al serbatoio di accumulo sono collegati circuiti per il recupero di calore da sottosistemi di altri servizi (per esempio una pompa di calore a motore endotermico  $Q_{w,ghp,in}$ ), l'energia termica recuperata va sottratta al fabbisogno richiesto alla generazione.

### **Sottosistemi di generazione**

Il fabbisogno di energia richiesto alla generazione è dato da:

$$Q_{gn,W,out} = Q_W + Q_{l,W,er} + Q_{l,W,d} + Q_{l,W,s} - Q_{w,ghp,in} \quad [kWh] \quad (30)$$

La valutazione del fabbisogno di acqua calda sanitaria si effettua su base mensile per l'intero anno. Per ogni mese deve essere calcolato il fabbisogno che il sottosistema di generazione a combustione o caldaia elettrico deve fornire al netto del fabbisogno soddisfatto da sottosistemi di generazione utilizzando fonti energetiche rinnovabili e l'energia termica proveniente da eventuali recuperi.

La produzione di acqua calda sanitaria può essere realizzata con:

- 1) scaldacqua autonomi di tipo istantaneo o ad accumulo;
- 2) impianto centralizzato per sola acqua calda sanitaria e generatore dedicato;
- 3) impianto autonomo con generatore combinato per riscaldamento e produzione istantanea di acqua calda sanitaria;
- 4) impianto autonomo con generatore combinato di produzione di acqua calda sanitaria con accumulo;
- 5) impianto centralizzato con generatore combinato di produzione di sola acqua con proprio generatore di calore. **[18]**

### 3.3 Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione invernale 11300-1/11300-2

#### 3.3.1 Calcolo del fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento

Il fabbisogno ideale di energia termica per riscaldamento  $Q_{H,nd}$  si calcola, per ogni zona dell'edificio e per ogni mese o frazione di mese, come:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} (Q_{int} + Q_{sol,w}) \quad (31)$$

dove:

- $Q_{H,ht}$  è lo scambio di energia termica totale nel caso di riscaldamento, espresso in MJ;
- $Q_{H,tr}$  è lo scambio di energia termica per trasmissione nel caso di riscaldamento, espresso in MJ
- $Q_{H,ve}$  è lo scambio di energia termica per ventilazione nel caso di riscaldamento, espresso in MJ;
- $Q_{gn}$  sono gli apporti totali di energia termica, espressi in MJ;
- $Q_{int}$  sono gli apporti di energia termica dovuti a sorgenti interne, espressi in MJ;
- $Q_{sol,w}$  sono gli apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti vetrati, espressi in MJ
- $\eta_{H,gn}$  è il fattore di utilizzazione degli apporti di energia termica.

#### 3.3.2 Calcolo degli scambi termici di energia

Per ogni zona termica dell'edificio e per ogni mese o frazione di mese, gli scambi termici si calcolano con le seguenti relazioni nel caso di riscaldamento:

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj} (\theta_{int,set,H} - \theta_e) t + (\sum_k F_{r,k} \Phi_{r,mn,k}) t + (\sum_l (1 - b_{tr,l}) F_{r,l} \Phi_{r,mn,u,l}) t - Q_{sol,op} \quad (32)$$

$$Q_{H,ve} = H_{ve,adj} (\theta_{int,set,H} - \theta_e) t \quad (33)$$

dove:

- $H_{tr,adj}$  è il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione della zona considerata, corretto per tenere conto della differenza di temperatura tra interno ed esterno  $\left[\frac{W}{K}\right]$
- $H_{ve,adj}$  è il coefficiente globale di scambio termico per ventilazione della zona considerata, corretto per tenere conto della differenza di temperatura tra interno ed esterno  $\left[\frac{W}{K}\right]$ ;
- $\theta_{int,set,H}$  è la temperatura interna di regolazione per il riscaldamento della zona considerata, espressa in °C;
- $\theta_e$  è la temperatura esterna media del mese considerata o della frazione di mese, espressa in °C;
- $F_{r,k}$  è il fattore di forma tra il componente edilizio k-esimo e la volta celeste;
- $F_{r,l}$  è il fattore di forma tra il componente edilizio l-esimo dell'ambiente non climatizzato e la volta celeste;
- $\Phi_{r,mn,k}$  è l'extra flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio k-esimo, mediato sul tempo  $[W]$ ;
- $\Phi_{r,mn,u,l}$  è l'extra flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio l-esimo dell'ambiente non climatizzato, mediato sul tempo, espresso in  $[W]$ ;
- $b_{tr,l}$  è il fattore di riduzione delle dispersioni per l'ambiente non climatizzato avente il componente l-esimo soggetto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste;
- $t$  è la durata del mese considerata o della frazione di mese  $[Ms]$ ;
- $Q_{sol,op}$  sono gli apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti opachi  $[MJ]$ .

I coefficienti globali di scambio termico si ricavano come:

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A \quad (34)$$

$$H_{ve,adj} = \rho_a c_a \left( \sum_k b_{ve,k} q_{ve,k,mn} \right) \quad (35)$$

dove:

- $H_D$  è il coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'ambiente esterno  $\left[\frac{W}{K}\right]$ ;
- $H_g$  è il coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso l'esterno  $\left[\frac{W}{K}\right]$ ;
- $H_U$  è il coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati,  $\left[\frac{W}{K}\right]$ ;
- $H_A$  è il coefficiente di scambio termico per trasmissione verso altre zone climatizzate a temperatura diversa,  $\left[\frac{W}{K}\right]$ ; in genere si considera solo lo scambio di energia termica verso zone climatizzate di altri edifici e non verso le zone termiche dell'edificio stesso (calcolo con zone termiche non accoppiate);
- $\rho_a c_a$  è la capacità termica volumica dell'aria, pari a  $1200 \left[\frac{J}{m^3 \times K}\right]$ ;
- $q_{ve,k,mn}$  è la portata mediata sul tempo del flusso d'aria k-esimo  $\left[\frac{m}{s}\right]$ ;
- $b_{ve,k}$  è il fattore di correzione della temperatura per il flusso d'aria k-esimo in ventilazione naturale ( $b_{ve,k} = 1$  perché la correzione della temperatura per il flusso d'aria è già considerata all'interno del termine  $q_{ve,k,mn}$ ).

### 3.3.3 Calcolo degli apporti termici

Per ogni zona termica dell'edificio e per ogni mese o frazione di mese, gli apporti termici si calcolano con le seguenti equazioni:

$$Q_{int} = \left( \sum_k \Phi_{int,mn,k} \right) t + \left( \sum_l (1 - b_{tr,l}) \Phi_{int,mn,u,l} \right) t \quad (36)$$

$$Q_{sol} = \left( \sum_k \Phi_{sol,w,mn,k} \right) t + \sum_j Q_{sd,w,j} \quad (37)$$

$$Q_{sol,op} = \left( \sum_k \Phi_{sol,op,mn,k} \right) t + \left( \sum_l (1 - b_{tr,l}) \Phi_{sol,mn,u,l} \right) t + \sum_j (Q_{sd,op} + Q_{si})_j \quad (38)$$

dove:

- $b_{tr,l}$  è il fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna l-esima oppure il flusso termico l-esimo di origine solare;
- $\Phi_{int,mn,k}$  è il flusso termico prodotto dalla k-esima sorgente di calore interna, mediato sul tempo [W];
- $\Phi_{int,mn,u,l}$  è il flusso termico prodotto dall'esima sorgente di calore interna nell'ambiente non climatizzato, mediato sul tempo [W];
- $\Phi_{int,mn,k}$  è il flusso termico k-esimo di origine solare, mediato sul tempo [W];
- $\Phi_{sol,mn,u,l}$  il flusso termico l-esimo di origine solare nell'ambiente non climatizzato adiacente u, mediato sul tempo, [W];
- $Q_{sd,w,j}$  sono gli apporti di energia termica diretti attraverso le partizioni trasparenti, dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata dalla serra j-esima [MJ];
- $Q_{sd,op,j}$  sono gli apporti di energia termica diretti attraverso le partizioni opache, dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata dalla serra j-esima [MJ];
- $Q_{si,j}$  sono gli apporti di energia termica indiretti dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata dalla serra j-esima, [MJ].

### 3.3.4 Fattore di utilizzazione degli apporti di energia termica

Il fattore di utilizzazione degli apporti termici per il calcolo del fabbisogno di riscaldamento si calcola come:

$$\begin{cases} \text{se } \gamma_H > 0 \text{ e } \gamma_H \neq 1: \eta_{H,gn} = \frac{1 - \gamma_H^{a_H}}{1 - \gamma_H^{a_H+1}} \\ \text{se } \gamma_H = 1: \eta_{H,gn} = \frac{a_H}{(a_H + 1)} \end{cases} \quad (39)$$

dove:  $\gamma_H = \frac{Q_{gn}}{Q_{H,ht}}$  ;  $a_H = a_{H,0} + \frac{\tau}{\tau_{H,0}}$

- $\tau$  è la costante di tempo termica della zona termica, espressa in ore, calcolata come il rapporto tra la capacità termica  $C_m$  ed il suo coefficiente globale di scambio termico. [19]

Si assumono:  $a_{H,0} = 1$  ;  $\tau_{H,0} = 15h$

### 3.3.5 Fabbisogno ideale netto da UNI 11300-2:

Dal fabbisogno ideale di energia termica utile  $Q_{H,nd}$  devono dedurre eventuali perdite recuperate  $Q_{w,lrh}$  dal servizio acqua calda sanitaria.

$$Q'_H = Q_{H,nd} - Q_{w,lrh} \quad (40)$$

dove:

- $Q_{H,nd}$  è il fabbisogno ideale di energia termica utile;
- $Q_{lr, w}$  sono le perdite recuperate dal sistema di acqua calda sanitaria;

$$Q_{w,lr} = Q_{w,lrh,d} + Q_{w,lrh,s} \quad (41)$$

- $Q_{lrh,w,d}$  sono le perdite recuperate dal sottosistema di distribuzione dell'acqua calda sanitaria calcolate come somma delle perdite recuperate dalla distribuzione finale alle utenze, dalla rete di ricircolo e dal circuito primario;
- $Q_{w,lr, s}$  sono le perdite recuperate dal serbatoio di accumulo esterno nell'impianto di produzione di acqua calda sanitaria.

#### Calcolo delle perdite di emissione

Le perdite di emissione dipendono in varia misura da diversi fattori, quali la tipologia e le modalità di installazione dei terminali di emissione, le caratteristiche dimensionali e termo-fisiche dell'ambiente riscaldato, i carichi termici. Le perdite di emissione sono particolarmente influenzate da perdite per scambio diretto di energia tra i terminali e l'esterno, come nel caso di radiatori installati su pareti esterne non isolati e dal gradiente verticale di temperatura dell'aria nell'ambiente.

Le perdite del sottosistema di emissione, per ciascuna zona termica considerata, sono calcolate con la seguente espressione:

$$Q_{l,e} = Q'_H \frac{1 - \eta_e}{\eta_e} \quad (42)$$

dove:

- $\eta_e$  è il rendimento del sottosistema di emissione, da **(Tab 3.5)**;
- $Q'_H$  è il fabbisogno ideale netto di energia termica utile.

Tipologia di terminale	Carico termico medio annuo [W/m <sup>3</sup> ]		
	≤ 4	4 – 10	> 10
<b>Rendimento</b>			
Radiatori su parete esterna isolata	0,98	0,97	0,95
Radiatori su parete interna	0,96	0,95	0,92
Ventilconvettori	0,96	0,95	0,94
Termoconvettori	0,94	0,93	0,92
Bocchette in sistemi ad aria calda	0,94	0,92	0,90
Pannelli annegati a pavimento	0,99	0,98	0,97
Pannelli annegati a soffitto	0,97	0,95	0,93
Pannelli a parete	0,97	0,95	0,93
Riscaldatori ad infrarossi	0,99	0,98	0,97

Tabella 3.5 Rendimenti dei sistemi di emissione[18]

### Sottosistemi di regolazione

Le perdite del sottosistema di regolazione, per ciascuna zona termica considerata, sono calcolate con la seguente espressione:

$$Q_{l,rg} = (Q'_H + Q_{l,e}) \frac{1 - \eta_{rg}}{\eta_{rg}} \quad (43)$$

dove:

- $\eta_{rg}$  è il rendimento del sottosistema di regolazione.
- $(Q'_H + Q_{l,e})$  rappresenta il fabbisogno di energia termica in entrata al sottosistema di emissione.

### Calcolo delle perdite delle reti di distribuzione

Le perdite di distribuzione non recuperate:

$$Q_{H,dx,nrh} - Q_{H,dx,out} = \frac{Q_{H,dx,out}(1 - \eta_{H,dx})}{\eta_{H,dx}} \quad (44)$$

Dove:

- $\eta_{H,dx}$  è il rendimento di distribuzione per tener conto della temperatura effettiva di rete;
- $Q_{H,dx,out}$  è il fabbisogno di energia termica utile all'uscita del segmento di distribuzione;
- $dx$  indica qualunque tipo di distribuzione (du,dc,dp) **[18]**

## **3.4 Calcolo dell'energia prodotta mensilmente per riscaldamento di ambiente e/o acqua calda sanitaria UNI 11300-4**

### **3.4.1 Componenti principali del circuito solare**

#### **1) Collettori solari**

-collettori piani vetrati

- collettori a tubi sottovuoto

-collettori piani non vetrati

Dati caratteristici

A: superficie di apertura del collettore [ $m^2$ ]

$A_c$  : superficie effettiva del collettore [ $m^2$ ]

$\eta_0$ : efficienza del collettore con perdite nulle

$a_1$ : coefficiente del primo ordine di interpolazione dell'efficienza [ $W/(m^2 K)$ ]

$a_2$ : coefficiente del secondo ordine di interpolazione dell'efficienza [ $W/(m^2 K^2)$ ]

#### **2) Serbatoio di accumulo**

-serbatoi senza scambiatore interno: sono serbatoi che possono essere utilizzati con o senza scambiatore esterno

-serbatoi con scambiatore:

a) Serbatoi ad intercapedine

b) Serbatoi con superficie di scambio non modificabile

c) Accumuli con scambiatore a serpentina non modificabile

d) Serbatoi ai quali possono essere accoppiati serpentine diverse sia come numero che come superficie

In particolare si hanno:

- serbatoi a semplice serpentina (per esempio per sole utenze acqua calda sanitaria)
- serbatoi a doppia serpentina per doppio servizio acqua calda sanitaria e riscaldamento.
- serbatoi doppi nei quali si hanno oltre a due serpentine, una collegata al sottosistema solare ed una collegata al sottosistema caldaia, un accumulo interno collegato al circuito di acqua calda sanitaria.

#### **Dati caratteristici**

$V_n$ : capacità nominale dell'accumulo [L]

$C_S$ : capacità termica accumulo [MJ/K]

$U_C$ : coefficiente effettivo di perdita di calore [W/(m<sup>2</sup> K)]

$U_A$ : coefficiente di perdita di calore globale del serbatoio [W/K]

$f_{AUX}$ : parte di accumulo utilizzata dal riscaldatore ausiliario [/]

#### **3) Collegamento serbatoio collettori**

#### **4) Pompa di circolazione**

#### **5) Dispositivi di regolazione**

#### **6) Dispositivi di controllo e sicurezza**

### **3.4.2 Procedura di calcolo della quota di fabbisogno di energia termica soddisfatta da sistemi solari termici**

La procedura di calcolo è basata sul metodo F-Chart e comprende i seguenti passi:

#### **1) Fabbisogno applicato all'impianto solare termico e calcolo dei rapporti $P_H$ e $P_W$**

$$P_H = \frac{Q_{Hgnout}}{Q_{Hgnout} + Q_{Wgnout}} \quad (45)$$

$$P_W = \frac{Q_{Wgnout}}{Q_{Hgnout} + Q_{Wgnout}} \quad (46)$$

dove:

- $Q_{Hgn_{out}}$  è il fabbisogno dovuto al riscaldamento degli ambienti (H);
- $Q_{Wgn_{out}}$  è il fabbisogno per acqua calda sanitaria (ACS);
- $(Q_{Hgn_{out}} + Q_{Wgn_{out}})$  è il fabbisogno totale.

Solo ACS:  $P_W=1$ ;  $P_H=0$

Solo H:  $P_W=0$ ;  $P_H=1$

## 2) Calcolo fattore adimensionale X

$$X_H = \frac{A \times P_H \times U_{LOOP} \times \eta_{LOOP} \times \Delta T \times f_{st} \times t_m}{Q_{Hgn_{out,mese}} \times 10^3} \quad (47)$$

$$X_W = \frac{A \times P_W \times U_{LOOP} \times \eta_{LOOP} \times \Delta T \times f_{st} \times t_m}{Q_{Wgn_{out,mese}} \times 10^3} \quad (48)$$

dove:

- $Q_{W/Hgn_{out,mese}}$  è il fabbisogno mensile applicato all'impianto solare termico, rispettivamente riferito ad acqua sanitaria e a riscaldamento;
- $A$  è la superficie di apertura del collettore solare ossia l'area di captazione netta
- $U_{LOOP}$  = coefficiente di perdita di energia del circuito del collettore comprendente il collettore stesso e le tubazioni [W/(m<sup>2</sup>K)]. Si calcola come segue:

$$U_{LOOP} = \frac{a_1 + 40 a_2 + U_{LOOPp}}{A} \quad (49)$$

- $U_{LOOPp}$  è il coefficiente globale di perdita di calore delle tubazioni nel circuito comprendente collettori, tubazioni tra collettori e le tubazioni tra i collettori ed il sistema di accumulo:

$$U_{LOOPp} = 5 + 0.5 A \left[ \frac{W}{K} \right] \quad (50)$$

- $\eta_{LOOP}$  è il rendimento del circuito comprendente collettori, circolatore, tubazioni e scambiatore di calore. Quando tale valore non è fornito dal produttore si assume pari a 0,8. Nel caso siano noti i dati forniti dal produttore si calcola come segue:

$$\eta_{LOOP} = 1 - \Delta\eta \quad (51)$$

$$\Delta\eta = \frac{\eta_0 \times A \times a_1}{(U_{st})_{hx}} \quad (52)$$

- $\eta_0$  è il rendimento del collettore a perdite nulle (**Tab 3.6**);
- $A$  è l'area di apertura del collettore [m<sup>2</sup>];
- $a_1$  è il coefficiente di primo ordine di dispersione del collettore (**Tab 3.6**);
- $a_2$  è il coefficiente del secondo ordine di dispersione del collettore (**Tab 3.6**);
- $(U_{st})_{hx}$  è il coefficiente di scambio termico dello scambiatore di calore [W/K];
- $\Delta T$  è la differenza di temperatura di riferimento;

$$\Delta T = \theta_{ref} - \theta_{e_{avg}} [K] \quad (53)$$

- $\theta_{ref}$  è la temperatura di riferimento.

Nel caso di sistemi solari termici per riscaldamento si assume:

$$\theta_{ref} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Nel caso di sistemi solari termici per acqua calda sanitaria si assume:

$$\theta_{ref} = 11.6 + 1.18 \theta_w + 3.86 \theta_{cw} - 1.32 \theta_{e_{avg}} \quad (54)$$

- $\theta_{e_{avg}}$  è la temperatura media dell'ambiente esterno nel periodo considerato;
- $\theta_w$  è la temperatura di utilizzo dell'acqua calda sanitaria pari a 40°C;
- $\theta_{cw}$  è la temperatura dell'acqua fredda all'ingresso dell'accumulo che si assume pari a 15°C salvo quanto specificato nella UNI/TS 11300-2.

- $f_{st}$  è il coefficiente di correzione della capacità dell'accumulo:

$$f_{st} = \left( A \times \frac{V_{ref}}{V_{sol}} \right)^{0.25} \quad (55)$$

- $V_{ref}$  è il volume di riferimento pari a 75 L/m<sup>2</sup> di superficie di apertura del collettore solare[L];
- $V_{sol}$  è il volume del serbatoio (parte riscaldata dal sistema solare) [L].  
I valori ammessi di  $f_{st}$  sono quelli compresi nell'intervallo  $0.25 \leq f_{st} \leq 2$ .
- $t_m$  è la durata del periodo di calcolo assunta pari alle ore del mese [h].

Nel caso di impianti a preriscaldamento solare la capacità dell'accumulo solare coincide con il valore nominale ( $V_{sol} = V_{nom}$ ).

Nel caso in cui sia presente un riscaldatore ausiliario la capacità dell'accumulo è data da:

$$V_{sol} = V_{nom} \times (1 - f_{aux}) \quad (56)$$

$f_{aux}$  = frazione del volume di accumulo usata per i sistemi ausiliari;

$V_{nom}$  = capacità nominale di accumulo [L];

$$f_{aux} = x \times \frac{V_{bu}}{V_{nom}} \quad (57)$$

dove:

- $x$  è il coefficiente di controllo assunto pari a:

$$\begin{cases} x = 1 \text{ se l'integrazione è permanente} \\ x = 0,7 \text{ se l'integrazione avviene solo durante la notte} \\ x = 0,3 \text{ se l'integrazione è di sola emergenza} \end{cases}$$

- $V_{bu}$  è il volume riscaldato dal sistema di back-up [volume contenuto tra la sommità del serbatoio e il filo inferiore del riscaldatore (resistenza elettrica o scambiatore)].

Tipologia collettore	$\eta_0$	$a_1$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$a_2$ [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	IAM
Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore piano	0,90	1,8	0,008	0,97
Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore circolare	0,90	1,8	0,008	1,00
Collettori piani vetrati	0,78	3,5	0,015	0,94
Collettori non vetrati	0,76	15	0	1,00

Tabella 3.6 Caratteristiche dei collettori solari [20]

### 3) Calcolo fattore adimensionale Y

$$Y = \frac{A \times IAM \times \eta_0 \times \eta_{LOOP} \times I_m \times t_m}{Q_{gn,out,mese} \times 10^3} \quad (58)$$

dove:

- $IAM$  è il modificatore dell'angolo di incidenza. In assenza di dati del produttore fare riferimento alla **(Tab 5.6)**;
- $\eta_0$  è il rendimento del collettore a perdite nulle. In assenza di dati del produttore fare riferimento alla **(Tab 5.6)**;
- $I_m$  è il valore di irradianza solare sul piano del collettore nel periodo considerato [W/m<sup>2</sup>];
- $Q_{gn,out,mese}$  è il fabbisogno termico applicato all'impianto di riscaldamento ad energia solare che nel caso di sistemi combinati deve essere distinto tra quota per riscaldamento e quota per acqua calda sanitaria [kWh].

#### 4) Calcolo dell'energia solare prodotta mensilmente per riscaldamento di ambienti e/o per acqua calda sanitaria

Il calcolo della produzione mensile di energia solare  $Q_{sol,out}$  si effettua nei tre casi seguenti:

- Solo produzione di ACS, in questo caso l'energia termica prodotta dall'impianto solare  $Q_{W,sol,out}$  è calcolata con il metodo descritto utilizzando il solo fabbisogno per la produzione di acqua calda sanitaria e le caratteristiche dell'impianto (superficie dei collettori, capacità dell'accumulo, ecc.)
- Solo riscaldamento ambienti, in questo caso l'energia prodotta dall'impianto di riscaldamento ad energia solare,  $Q_{H,sol,out}$  è calcolata con il metodo descritto di seguito utilizzando solo il fabbisogno per riscaldamento ambienti e le caratteristiche dell'impianto (superficie dei collettori, capacità dell'accumulo, ecc.)
- Produzione combinata di ACS e riscaldamento di ambienti, in questo caso l'energia solare prodotta si calcola con il metodo descritto sommando il fabbisogno per riscaldamento ambienti a quello per ACS

$$Q_{tot,sol,out} = Q_{W,sol,out} + Q_{H,sol,out} [kWh] \quad (59)$$

dove:

- $Q_{W,sol,out}$  è l'energia prodotta dal sottosistema solare per ACS [kWh]
- $Q_{H,sol,out}$  è l'energia prodotta dal sottosistema solare per riscaldamento di ambienti [kWh]

Nel caso di sistema combinato riscaldamento/ACS la superficie di apertura del campo dei collettori viene suddivisa in due:

- una parte relativa al solo riscaldamento ambienti, proporzionale al valore di  $P_H$
- una parte relativa alla sola produzione di ACS, proporzionale al valore di  $P_W$

Nel caso di sistema combinato con unico sistema di accumulo:

- Il volume dell'accumulo usato per il calcolo dell'energia prodotta per il riscaldamento ambienti è pari alla capacità totale moltiplicata per  $P_H$
- Il volume dell'accumulo usato per il calcolo dell'energia prodotta per ACS è pari alla capacità totale moltiplicata per  $P_W$

In presenza di due accumuli distinti, uno per la sola produzione di ACS, uno per la sola integrazione al riscaldamento ambienti, il rispettivo calcolo si effettua in base alle rispettive capacità degli accumuli.

**L'energia solare prodotta su base mensile** si calcola mediante la seguente relazione:

$$Q_{sol,out,mese} = (aY + bX + cY^2 + eY^3 + fX^3) \times Q_{gn,out,mese} [kWh] \quad (60)$$

dove:

- $Q_{gn,out,mese}$  è il fabbisogno mensile [kWh];
- $a, b, c, d, e, f$  sono coefficienti di correlazione che dipendono dalle caratteristiche del serbatoio di accumulo. I valori sono indicati in **(Tab 3.7)**. I coefficienti sono differenziati a seconda che il sottosistema di generazione solare sia collegato a serbatoio di accumulo oppure direttamente a impianto di riscaldamento.

Coefficienti di correlazione	Sistema collegato ad accumulo	Sistema diretto (riscaldato a pannelli)
a	-1,029	0,863
b	-0,065	-0,147
c	-0,245	-0,263
d	0.0018	0,008
e	0,0215	0,029
f	0	0,025

*Tabella 3.7 Valori dei coefficienti di correlazione per la stima dell'energia solare prodotta [20]*

L'energia prodotta dall'impianto ad energia solare non può essere negativa. In tal caso la produzione di energia è posta pari a 0. Se la produzione di energia risulta maggiore del fabbisogno essa viene considerata pari al fabbisogno.

## 5) Calcolo del fabbisogno di energia degli ausiliari

Nei sottosistemi a circolazione naturale si ha un fabbisogno nullo di energia elettrica. Il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari degli impianti solari termici a circolazione forzata è dato da:

$$Q_{sol,aux,m} = \frac{W_{aux,nom} \times t_{aux,m}}{1000} [kWh] \quad (61)$$

dove:

- $W_{aux,nom}$  è la potenza nominale complessiva dei circolatori [W]

In mancanza di tale dato si può assumere  $W_{aux,nom} = 50 + 5A$  [W]

Nel caso di impianti solari combinati si introduce un unico valore di  $W_{aux,nom}$  calcolato con l'area totale dei collettori.

- $t_{aux,m}$  è il numero di ore mensili di funzionamento del circolatore [h/mese]

Per determinare le ore di funzionamento mensili degli ausiliari elettrici si assume come periodo di funzionamento annuale 2000h. I valori mensili del periodo di funzionamento degli ausiliari, si determinano moltiplicando il periodo di funzionamento annuale per la percentuale mensile dell'irradianza solare di ciascun mese.

- Per il calcolo relativo ad ACS:

$$t_{aux,W,m} = \frac{2000 \times I_{sol} \times P_w}{\sum I_{sol}} \quad (62)$$

- Per il calcolo relativo al riscaldamento:

$$t_{aux,W,m} = \frac{2000 \times I_{sol} \times P_H \times N_{g,H,mese}}{(\sum I_{sol} \times N_{g,H,mese})} \quad (63)$$

## 6) Calcolo delle perdite termiche

Le perdite totali si calcolano su base mensile e sono date dalla somma delle perdite degli accumuli per ACS e per riscaldamento e delle perdite di distribuzione tra il sottosistema solare termico e il sottosistema ausiliario di integrazione:

$$Q_{sol,ls,m} = Q_{W,sol,ls,m} + Q_{H,sol,ls,m} + Q_{bu,dis,ls,m} \quad (64)$$

dove:

- $Q_{sol,ls,m}$  sono le perdite totali mensili;
- $Q_{W,sol,ls,m}$  sono le perdite di accumulo per ACS;
- $Q_{H,sol,ls,m}$  sono le perdite di accumulo per riscaldamento;
- $Q_{bu,dis,ls,m}$  sono le perdite distribuzione tra il sottosistema solare termico e il sottosistema ausiliario di integrazione.

### Calcolo delle perdite di accumulo

-**Caso 1:** unico accumulo dedicato sia alla funzione inerziale per il solare sia al back-up per la sola produzione di ACS, per il quale il costruttore abbia fornito il valore di  $U_{st}$  la quota della perdita mensile dell'accumulo attribuibile al sottosistema di generazione solare è:

$$Q_{W,sol,st,ls,m} = U_{st} \times (\theta_{set\ point} - \theta_{a,avg}) \times \left( \frac{Q_{W,sol,out,m}}{Q_{W,sol,us,m}} \right) \times t_m \times \\ \times 10^{-3} [kWh] \quad (65)$$

dove:

- $Q_{W,sol,us,m}$  è il fabbisogno energetico per acqua calda sanitaria, non tiene conto delle perdite di accumulo
- $\theta_{set\ point}$  è la temperatura media nell'accumulo dell'ACS, assunta pari a 60°C
- $\theta_{a,avg}$  è la temperatura media dell'aria dell'ambiente in cui l'accumulo è installato, nel periodo di calcolo considerato [°C]

La quota della perdita mensile dell'accumulo attribuibile al sottosistema di back-up è invece:

$$Q_{W,bu,st,ls,m} = U_{st} \times (\theta_{set\ point} - \theta_{a,avg}) \times \left( \frac{Q_{W,sol,us,m} - Q_{W,sol,out,m}}{Q_{W,sol,us,m}} \right) \times \\ \times t_m \times 10^{-3} [kWh] \quad (66)$$

La perdita complessiva dell'accumulo è:

$$Q_{W,st,ls,m} = Q_{W,sol,st,ls,m} + Q_{W,bu,st,ls,m} \quad (67)$$

#### - Caso 2

Nel caso analogo al caso 1, ma per impianto dedicato solo al riscaldamento, la quota della perdita mensile dell'accumulo attribuibile al sottosistema di generazione solare è:

$$Q_{H,sol,st,ls,m} = U_{st} \times (\theta_{set\ point} - \theta_{a,avg}) \times \left( \frac{Q_{H,sol,out,m}}{Q_{H,sol,us,m}} \right) \times t_m \times \\ \times 10^{-3} [kWh] \quad (68)$$

La quota della perdita mensile dell'accumulo attribuibile al sottosistema di back-up è invece:

$$Q_{H,bu,st,ls,m} = U_{st} \times (\theta_{set\ point} - \theta_{a,avg}) \times \left( \frac{Q_{H,sol,us,m} - Q_{H,sol,out,m}}{Q_{H,sol,us,m}} \right) \times t_m \times \\ \times 10^{-3} [kWh] \quad (69)$$

La perdita complessiva dell'accumulo è:

$$Q_{H,st,ls,m} = Q_{H,sol,st,ls,m} + Q_{H,bu,st,ls,m} \quad (70)$$

- **Caso 3**

Nel caso invece di unico accumulo dedicato sia alla funzione inerziale per il solare sia al back up, per la produzione combinata di acqua calda sanitaria e il riscaldamento, per il quale il costruttore abbia fornito il valore di  $U_{st}$ , la quota della perdita mensile dell'accumulo attribuibile al sottosistema di generazione solare è:

- per il servizio acqua calda sanitaria:

$$Q_{W,sol,st,ls,m} = U_{st} \times (\theta_{set\ point} - \theta_{a,avg}) \times \left( \frac{Q_{W,sol,out,m}}{Q_{W,sol,us,m}} \right) \times t_m \times 10^{-3} [kWh] \quad (65)$$

- per il servizio riscaldamento:

$$Q_{H,sol,st,ls,m} = U_{st} \times (\theta_{set\ point} - \theta_{a,avg}) \times \left( \frac{Q_{H,sol,us,m} - Q_{H,sol,out,m}}{Q_{H,sol,us,m}} \right) \times t_m \times 10^{-3} [kWh] \quad (68)$$

Nelle quali  $\theta_{set\ point}$  è la temperatura media dell'accumulo, che deve essere ragionevolmente adottata in funzione delle caratteristiche del serbatoio adottato [°C].

Mentre la quota della perdita mensile dell'accumulo attribuibile al sottosistema di back up è:

- per il servizio acqua calda sanitaria:

$$Q_{W,bu,st,ls,m} = U_{st} \times (\theta_{set\ point} - \theta_{a,avg}) \times \left( \frac{Q_{W,sol,us,m} - Q_{W,sol,out,m}}{Q_{W,sol,us,m} + Q_{H,sol,us,m}} \right) \times t_m \times 10^{-3} [kWh] \quad (66)$$

- per il servizio di riscaldamento:

$$Q_{H,bu,st,ls,m} = U_{st} \times (\theta_{set\ point} - \theta_{a,avg}) \times \left( \frac{Q_{H,sol,us,m} - Q_{H,sol,out,m}}{Q_{H,sol,us,m} + Q_{W,sol,us,m}} \right) \times t_m \times 10^{-3} [kWh] \quad (69)$$

La perdita complessiva dell'accumulo è data da:

$$Q_{HW,st,ls,m} = Q_{W,sol,st,ls,m} + Q_{W,bu,st,ls,m} + Q_{H,sol,st,ls,m} + Q_{H,bu,st,ls,m} \quad (71)$$

### **Perdite di distribuzione tra il sistema solare termico ed il riscaldatore ausiliario**

Le perdite di distribuzione tra il sistema solare ed il riscaldatore di integrazione si calcolano come segue:

- se le tubazioni sono isolate:

$$Q_{bu,dis,ls,mese} = 0,02 \times Q_{gn,out,mese} \left[ 1 - \left( \frac{Q_{sol,out,mese}}{Q_{gn,out,mese}} \right) \right] \quad [kWh] \quad (72)$$

- se le tubazioni non sono isolate:

$$Q_{bu,dis,ls,mese} = 0,05 \times Q_{gn,out,mese} \left[ 1 - \left( \frac{Q_{sol,out,mese}}{Q_{gn,out,mese}} \right) \right] \quad [kWh] \quad (73)$$

dove:

- $Q_{gn,out,mese}$  è il fabbisogno mensile applicato all'impianto solare termico
- $Q_{sol,out,mese}$  è l'energia solare prodotta mensilmente dall'impianto solare termico.

### **7) Calcolo delle perdite recuperabili**

Le perdite totali recuperabili dall'impianto di riscaldamento ad energia solare sono calcolate mediante la seguente relazione:

$$Q_{sol,ls,rbl,mese} = Q_{sol,s,ls,rbl,m} + Q_{sol,d,ls,rbl,m} + Q_{sol,aux,rbl,m} \quad (74)$$

dove:

- $Q_{sol,s,ls,rbl,m}$  sono le perdite recuperabili dal serbatoio di accumulo in ambiente;
- $Q_{sol,d,ls,rbl,m}$  sono le perdite recuperabili dal circuito di collegamento tra il serbatoio di accumulo e il riscaldatore ausiliario in ambiente;
- $Q_{sol,aux,rbl,m}$  è l'energia termica recuperabile dagli ausiliari elettrici sul circuito idraulico di distribuzione.

### **Perdite recuperabili e recuperate dal serbatoio di accumulo**

Nel caso di impianto solare destinato ad integrare la produzione di acqua calda sanitaria, le perdite dell'accumulo solare si considerano recuperabili durante il

periodo di attivazione del riscaldamento, quando esso è installato in ambiente riscaldato. In questo caso le perdite recuperabili si considerano recuperate sottraendole al fabbisogno per riscaldamento  $Q_h$ . Nel caso dell'impianto di preriscaldamento solare con accumulo solare distinto rispetto all'accumulo recante il back up, le perdite recuperate dall'accumulo destinato al solare sono:

$$Q_{w,sol,st,ls,rvd,m} = Q_{w,sol,st,ls,m}(1 - b_{g,w}) \quad (75)$$

dove:

- $b_{g,w} = 0$  se in ambiente riscaldato;
- $b_{g,w} = 1$  se fuori dall'ambiente riscaldato.

Nel caso invece di unico serbatoio dedicato sia ad accumulo solare sia al back up, le perdite recuperate dall'intero accumulo (quindi sia per la quota solare sia per la quota back up) sono date da:

$$Q_{w,st,ls,rvd,m} = Q_{w,st,ls,m}(1 - b_{g,w}) \quad (76)$$

### **Recuperi termici dagli ausiliari elettrici**

Si assume un recupero di energia termica pari a 0,8 del fabbisogno di energia elettrica:

$$Q_{sol,aux,l,rbl} = 0.8 Q_{sol,aux,m} \quad [kWh] \quad (77)$$

### **Riduzione del fabbisogno di energia**

Con il metodo di calcolo mensile previsto dalla presente specifica tecnica si determina mensilmente la frazione solare:**[20]**

$$f_{sol} = \frac{Q_{sol,out,m}}{Q_{gn,out,m}} \quad (78)$$

## 4. Caso studio

### 4.1 Introduzione

Il presente caso di studio mira ad illustrare e spiegare il funzionamento, la metodologia e la logica adottata per lo sviluppo software. In questo caso, l'obiettivo è quello di progettare un impianto solare termico destinato alla produzione di acqua calda sanitaria e riscaldamento degli ambienti, per un edificio residenziale unifamiliare.

#### Dati Località

In (Tab 4.1) si riportano i dati della località ove viene progettato l'impianto.

Latitudine	Longitudine	Altitudine	Città
40.68°	14.67°	4 m	Salerno

Tabella 4.1 Dati località

Dalla UNI 10349-1 sono importati i dati climatici della città di Salerno (Tab 4.2).

Simbolo	U.M.	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dic.
$\theta_e$	°C	10,7	9,7	12	15,4	19	23	25,4	25,9	22,1	17,7	12,5	10,9
$P_{va}$	Pa	989	891	1173	1280	1700	2020	2310	2242	1899	1471	1059	992
$P_{vs}$	Pa	1290	1207	1406	1754	2203	2816	3251	3349	2666	2030	1453	1307
$U_{Re}$	%	76,63	73,8	83,39	72,99	77,2	71,74	71,06	66,93	71,22	72,45	72,87	75,85

Tabella 4.2 Dati climatici

dove:

- $\theta_e$  è la temperatura media dell'aria esterna
- $P_{va}$  è la pressione di vapore dell'aria esterna
- $P_{vs}$  è la pressione di saturazione del vapore dell'aria esterna
- $U_{Re}$  è l'umidità relativa esterna

#### Disponibilità della fonte solare

La disponibilità della fonte solare per il sito di installazione è verificata importando i dati dalla UNI 10349-1 - stazione di rilevazione di Nocera Inferiore (SA), relativi a valori giornalieri medi mensili della irradiazione solare sul piano orizzontale.

Per la località sede dell'intervento, ovvero il comune di Salerno (SA) i valori giornalieri medi mensili dell'irradiazione solare sul piano orizzontale stimati sono riportati in **(Tab. 4.3)**.

Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
1.89	2.64	3.39	5.11	6.39	6.78	6.56	6.00	4.92	3.25	1.89	1.36

Tabella 4.3 Irradiazione giornaliera media mensile sul piano orizzontale [kWh/m<sup>2</sup>]

In **(Fig. 4.1)** sono riportati i valori dell'irradiazione solare media mensile sul piano orizzontale.

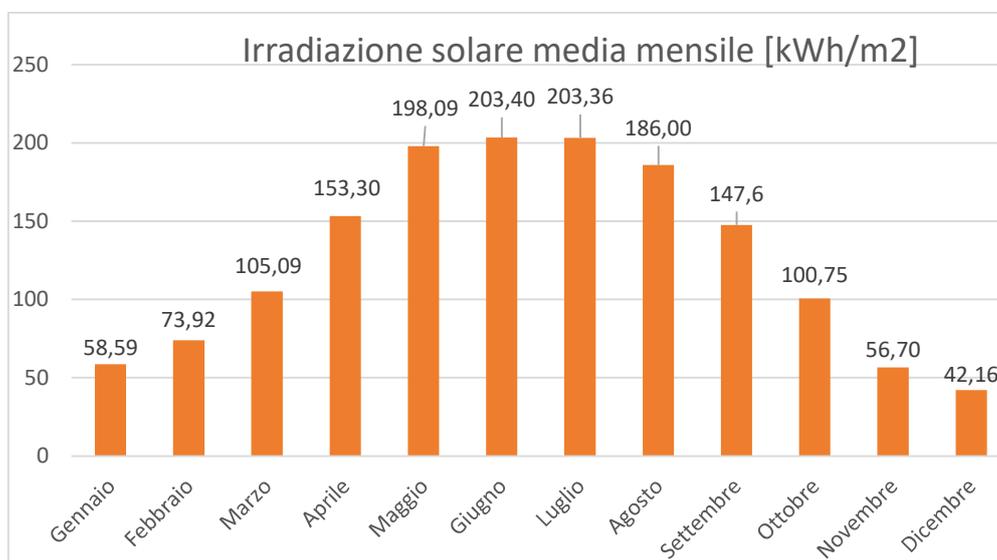


Figura 4.1 Irradiazione solare media mensile [kWh/m<sup>2</sup>]

Il valore della irradiazione solare annua sul piano orizzontale è pari a **1 528.96 kWh/m<sup>2</sup>**.

### Ombreggiamenti

Per quanto riguarda gli ombreggiamenti, non sono presenti. In **(Fig. 4.2)** si riporta il diagramma solare della città di Salerno.

Il software in ogni caso consente attraverso una costruzione di polilinee di definire uno o più profili ombreggianti sul diagramma solare per tener conto di eventuale riduzione della radiazione solare incidente.

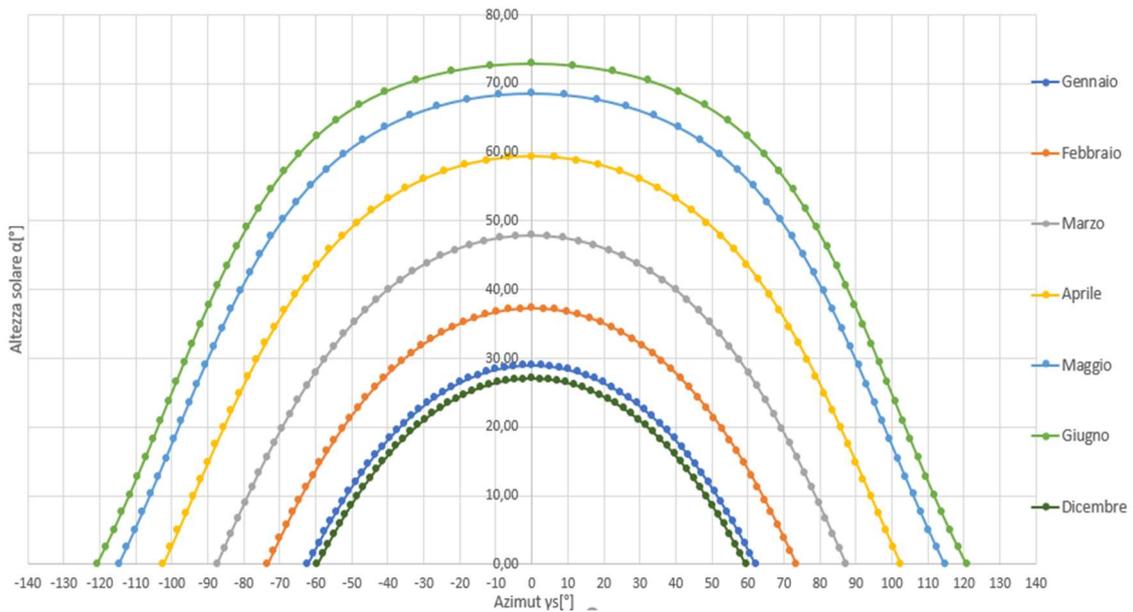


Figura 4.2 Diagramma solare di Salerno

## Riflettanza

Per tener conto della riflettanza delle superfici della superficie su cui si installano i collettori solari si assume come valore della riflettanza  $\rho = 0,13$ , come indicato sulla UNI 10349-1 per “tetti o terrazze in bitume”.

## 4.2 Fabbisogno di energia per riscaldamento ambienti ed acqua calda sanitaria

Il fabbisogno per il riscaldamento degli ambienti è valutato applicando le normative UNI 11300-1 ed UNI11300-2, di cui si è discusso nel **(Cap. 3)**. Il software prevede l'utilizzo

di “*Blumatica Energy*<sup>1</sup>” per l’importazione di tali fabbisogni di ACS e riscaldamento, oppure se si dispone già di suddetti valori, è possibile inserirli manualmente.

### **Dati zona termica riscaldata**

Secondo la UNI/TS 11300-1, per una corretta modellazione energetica del sistema fabbricato-impianto (denominato “edificio”) è necessaria la suddivisione della stessa in zone termiche.

La zona termica è definita come una parte dell’ambiente climatizzato mantenuto a temperatura uniforme attraverso lo stesso impianto di riscaldamento, raffrescamento o ventilazione.

La zonizzazione non è richiesta se si verificano **tutte** le seguenti condizioni:

- a) le temperature interne di regolazione per il riscaldamento differiscono di non oltre 4 K;
- b) Gli ambienti non sono raffrescati o comunque le temperature interne di regolazione per il raffrescamento differiscono di non oltre 4 K;
- c) Gli ambienti sono serviti dallo stesso impianto di riscaldamento;
- d) Se vi è un impianto di ventilazione meccanica, almeno l’80% dell’area climatizzata è servita dallo stesso impianto di ventilazione con tassi di ventilazione nei diversi ambienti che non differiscono di un fattore maggiore di 4.

Pertanto, essendo presente un unico sistema impiantistico all’interno dell’unità immobiliare, nel presente caso di studio si assume la presenza di una sola zona termica, di cui in **(Tab 4.4)** si riportano i dati:

---

<sup>1</sup> Blumatica Energy è un software commerciale, certificato al CTI (Comitato Termotecnico Italiano) con protocollo n. 64, prodotto della software house Blumatica s.r.l, che consente di effettuare il calcolo energetico secondo le normative nazionali vigenti (UNI/TS 11300-1-2-3-4-5-6, UNI 10349-1).

Destinazione d'uso della zona	-	Abitazioni adibite a residenza con carattere continuativo
Superficie utile	m <sup>2</sup>	113,53
Volume netto	m <sup>3</sup>	340,59
Temperatura di set-point Invernale	°C	20
Umidità relativa interna	%	50
Portata media mensile di riferimento	m <sup>3</sup> /h	102,18
Fattore di correzione b ve,k	-	1
Apporti interni sensibili	W	451,8
Apporti interni latenti	W	250

Tabella 4.4 Dati zona termica riscaldata

## Componenti strutturali del fabbricato

### Componenti opachi

L'involucro oggetto è delimitato dalle seguenti tipologie di componenti opachi di cui si riportano in **(Tab. 4.5)**, i valori di trasmittanza termica e le capacità termiche areiche interne utilizzate nei calcoli. In **(Tab 4.6)**, si riporta l'elenco delle superfici opache ed in **(Tab 4.7)** i valori di coefficienti di scambio termico globale per trasmissione.

#	Descrizione del componente opaco	U [W/m <sup>2</sup> K]	Ci [KJ/m <sup>2</sup> K]
1	Parete esterna da 40 cm	0,298	427,9
2	Copertura su esterno 30 cm	0,244	306,84
3	Parete su vano scala con laterizio (10 cm)	1,652	40,32
4	Porta esterna	1,8	75

Tabella 4.5 Componenti opachi

#	Descrizione componente opaco	Confinante con	b tr,x [-]	Superficie [m <sup>2</sup> ]	alfa sol	U [W/m <sup>2</sup> K]	Esposizione	Tilt [°]	F sh,ob,d [-]
1	Parete esterna da 40 cm (ombreggiata)	Esterno	1	23,92	0,6	0,3	NORD	90	0,79
2	Parete esterna da 40 cm (ombreggiata)	Esterno	1	13,86	0,6	0,3	EST	90	0,8
3	Parete esterna da 40 cm (ombreggiata)	Esterno	1	26,73	0,6	0,3	NORD	90	0,85
4	Parete esterna da 40 cm	Esterno	1	8,84	0,6	0,3	EST	90	1
5	Parete esterna da 40 cm	Esterno	1	30,23	0,6	0,3	SUD	90	1
6	Parete esterna da 40 cm (ombreggiata)	Esterno	1	12,54	0,6	0,3	OVEST	90	0,8
7	Parete esterna da 40 cm (ombreggiata)	Esterno	1	12,54	0,6	0,3	SUD	90	0,8
8	Parete esterna da 40 cm	Esterno	1	20,01	0,6	0,3	OVEST	90	1
9	Cassonetto	Esterno	1	3	0,6	1,2	Oriz	0	1
10	Copertura su esterno 30 cm	Esterno	1	129,73	0,6	0,24	Oriz	0	1
11	Parete su vano scala	Vano scala	0,8	8,29	0	1,65		90	1
12	Porta in legno tamburato 5 cm	Vano scala	0,8	3	0	1,8		90	1
13	Pavimento su terreno	Altra zona climatizzata	1	129,73	0	0,3		0	1

Tabella 4.6 Elenco superfici dei componenti opachi

Nota: L'ombreggiamento è dovuto alla presenza di edifici adiacenti.

#	Descrizione componente opaco	Confinante con	b tr,x [-]	Superficie [m <sup>2</sup> ]	alfa sol	U [W/m <sup>2</sup> K]	H tr [W/K]
1	Parete esterna da 40 cm (ombreggiata)	Esterno	1	89,59	0,6	0,3	26,9
2	Parete esterna da 40 cm	Esterno	1	59,08	0,6	0,3	17,7
3	Cassonetto non isolato	Esterno	1	3	0,6	1,2	3,6
4	Copertura su esterno 30 cm	Esterno	1	129,73	0,6	0,24	31,1
5	Muro su vano scala con laterizio (10 cm)	Ambiente con tre pareti esterne	0,8	8,29	0	1,65	10,9
6	Porta in legno tamburato 5 cm	Ambiente con tre pareti esterne	0,8	3	0	1,8	4,3
-	GALE	-	-	292,7	-	-	94,5

Tabella 4.7 Coefficienti globali di scambio termico per trasmissione dei componenti opachi

### Componenti trasparenti

Di seguito sono riportati i risultati del calcolo della trasmittanza termica corretta per le tipologie di componenti trasparenti presenti nell'involucro (**Tab 4.8**).

In particolare, tutti i serramenti sono costituiti da un telaio in metallo con taglio termico e vetri camera.

#	Descrizione tipologia componente finestrato	Sup. vano [m <sup>2</sup> ]	Ag [m <sup>2</sup> ]	Af/Atot [-]	Ug [W/m <sup>2</sup> K]	Uf [W/m <sup>2</sup> K]	Uw [W/m <sup>2</sup> K]	ΔR [m <sup>2</sup> K/W]	Uw+shut [W/m <sup>2</sup> K]	Fshut	U,corr [W/m <sup>2</sup> K]
1	Porta vetro	3,5	2,8	0,2	3,1	2,2	3,1	0,16	3,2	0,6	2,48
2	Balcone in metallo	2,1	1,68	0,2	3,1	2,2	3,1	0,16	3,2	0,6	2,48
3	Finestra con telaio in metallo	1,2	0,96	0,2	3,1	2,2	3,1	0,16	3,2	0,6	2,48

Tabella 4.8 Componenti trasparenti

In **(Tab 4.9)**, si riporta l'elenco delle superfici trasparenti ed i valori di coefficienti di scambio termico globale per trasmissione.

#	Descrizione componente finestrato	Q.tà [#]	Confinante con	b tr,x [-]	Aw [m <sup>2</sup> ]	Ag [m <sup>2</sup> ]	Esposizione [-]	Tilt [°]	F sh,ob,d [-]	U w,corr [W/m <sup>2</sup> ]	H tr [W/K]
1	Infisso (ombreggiato)	1	Esterno	1	3,5	2,8	NORD	90	0,8	2,48	8,7
2	Infisso (ombreggiato)	1	Esterno	1	2,1	1,68	NORD	90	0,75	2,48	5,2
3	Infisso	2	Esterno	1	4,2	3,36	SUD	90	1	2,48	10,4
4	Infisso	2	Esterno	1	7	5,6	SUD	90	1	2,48	17,4
5	Infisso	1	Esterno	1	1,2	0,96	SUD	90	1	2,48	6
6	Infisso	1	Esterno	1	1,2	0,96	OVEST	90	1	-	47,6

Tabella 4.9 Elenco superfici e coefficiente globale di scambio termico per trasmissione dei componenti trasparenti

Nota: L'ombreggiamento è dovuto ad edifici adiacenti.

### Ponti termici

Di seguito sono riportati i ponti termici considerati per il calcolo delle dispersioni dell'involucro **(Tab. 4.10)**.

#	Descrizione del ponte termico	$\psi$ [W/mK]
1	Copertura	-0,103
2	Solaio	0,811
3	Finestra	0,283
4	Angolo sporgente senza pilastro	-0,123
5	Angolo rientrante senza pilastro	-0,031
6	Balcone	0,577

Tabella 4.10 Ponti termici

In (Tab 4.11), si riporta l'elenco dei ponti termici ed i valori di coefficienti di scambio termico globale per trasmissione.

#	Descrizione ponte termico	Confinante con	b tr,x [-]	Lunghezza [m]	Psi [W/mK]	Coefficiente di attribuzione	Psi Eff. [W/mK]	H tr [W/K]
1	Angolo sporgente senza pilastro	Esterno	1	16,5	-0,123	1	-0,123	-2
2	Angolo rientrante senza pilastro	Esterno	1	6,6	-0,031	1	-0,031	-0,2
3	Finestra	Esterno	1	50	0,283	1	0,283	14,2
4	Copertura	Esterno	1	42,58	-0,103	1	-0,103	-4,4
5	Solaio	Esterno	1	42,58	0,811	0,5	0,406	17,3
6	Balcone	Esterno	1	9,2	0,577	1	0,577	5,3
7	Balcone	Esterno	1	9,2	0,577	0,5	0,289	2,7
8	Copertura	Vano scala	0,8	3,42	-0,103	0,5	-0,052	-0,1
9	Solaio	Vano scala	0,8	3,42	0,811	0,5	0,406	1,1
10	Finestra	Vano scala	0,8	7,4	0,283	1	0,283	1,7
	GALEALE	-	-	-	-	-	-	35,4

Tabella 4.11 Elenco e coefficienti di scambio termico globale per trasmissione dei ponti termici

## VENTILAZIONE

Nell'unità immobiliare è stata assunta una ventilazione di tipo naturale.

Di seguito il dettaglio delle portate minime di aria esterna e delle portate di riferimento utilizzate per il calcolo del fabbisogno di energia termica utile ideale di riferimento (Tab 4.12).

#	Descrizione	A [m <sup>2</sup> ]	Vn [m <sup>3</sup> ]	q,ve0 [m <sup>3</sup> /s]	q,ve0 [m <sup>3</sup> /h]	q,ve0 [Vol/h]	f ve,t	q,ve,mn [m <sup>3</sup> /s]	q,ve,mn [m <sup>3</sup> /h]	q,ve,mn [Vol/h]
1	Zona termica - Ambiente unico	113,53	340,59	0,047	170,3	0,5	0,6	0,028	102,18	0,3

Tabella 4.12 Ventilazione

## Coefficienti globali di scambio termico

Si riportano i coefficienti di scambio termico in (Tab 4.13).

Coefficiente di scambio termico per trasmissione H tr	W/K	177,8
Coefficiente di scambio termico per ventilazione H ve	W/K	34,1
Coefficiente di scambio termico globale H ht	W/K	211,9

Tabella 4.13 Coefficienti di scambio termico

Per il fabbisogno di ACS si valuta un utilizzo giornaliero con una temperatura di erogazione di 40°C, ed una temperatura di ingresso pari a quella media annuale (Tab 4.14).

Descrizione	U.M.	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dic.	Totale
Tempo di attivazione ACS	gg	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31	365
Tempo di attivazione ACS	ore	744	672	744	720	744	720	744	744	720	744	720	744	8.760
Fabbisogno in litri	l/mese	4.892	4.419	4.892	4.734	4.892	4.734	4.892	4.892	4.734	4.892	4.734	4.892	57.599
Fabbisogno energia termica	kWh	131	118	131	126	131	126	131	131	126	131	126	131	1.538
Temperatura di erogazione	°C	40												
Temperatura di ingresso	°C	17												

Tabella 4.14 Dati ACS

Vengono di seguito dettagliate le perdite e gli eventuali recuperi afferenti al sottosistema di produzione acqua calda sanitaria delle zone.

In base alla UNI/TS 11300-2 si assume un rendimento di erogazione pari a 1.

Si considerano sistemi installati dopo l'entrata in vigore della Legge 373/76 con **rete di distribuzione corrente totalmente in ambiente climatizzato**.

Il rendimento di distribuzione è assunto pari a 0,92 in base alla UNI/TS 11300-2.

Si calcola il fabbisogno di energia termica per ACS,  $Q_{gn,out,W}$  indicato nella UNI/TS 11300, pari ad 1600,70 kWh/anno (**Tab 4.15**).

Descrizione	U.M.	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dic.	Totale
Fabbisogno - Zona termica	kWh	130,6	118	130,6	126,4	130,6	126,4	130,6	130,6	126,4	130,6	126,4	130,6	1.537,70
Rendimento erogazione - Zona termica	-	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	-
Perdite di erogazione - Zona termica	kWh	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Fabbisogno ingresso totale	kWh	130,6	118	130,6	126,4	130,6	126,4	130,6	130,6	126,4	130,6	126,4	130,6	1.537,70
Rendimento distribuzione Zona termica	-	0,926	0,926	0,926	0,926	0,926	0,926	0,926	0,926	0,926	0,926	0,926	0,926	-
Perdite di distribuzione Zona termica	kWh	10,4	9,4	10,4	10,1	10,4	10,1	10,4	10,4	10,1	10,4	10,1	10,4	123
Perdite recuperate - Zona termica	kWh	9,4	8,5	9,4	9,1	9,4	9,1	9,4	9,4	9,1	9,4	9,1	9,4	110,7
Fabbisogno ingresso distribuzione Zona termica	kWh	141	127,4	141	136,5	141	136,5	141	141	136,5	141	136,5	141	1.660,70
Fabbisogno ingresso totale	kWh	141	127,4	141	136,5	141	136,5	141	141	136,5	141	136,5	141	1.660,70

Tabella 4.15 Fabbisogno di ACS

Per il calcolo fabbisogno di riscaldamento si seguono le norme UNI 11300-1 ed UNI 11300-2. Viene calcolato il fabbisogno di energia termica utile indicato con  $Q_{H,nd}$  nella UNI 11300-1, pari a 2471 kWh/anno (**Tab 4.16**).

Descrizione	U.M.	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dic.	Totale
Tempo di attivazione riscaldamento	gg	31	28	31	0	0	0	0	0	0	0	16	31	137
Tempo di attivazione riscaldamento	ore	744	672	744	0	0	0	0	0	0	0	384	744	3.288
Apporti interni	kWh	336	304	336	0	0	0	0	0	0	0	173	336	1.485
Apporti interni da U	kWh	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Apporti solari W	kWh	832	748	740	0	0	0	0	0	0	0	347	574	3.241
Apporti solari da U	kWh	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TOTALE GUADAGNI	kWh	1.168	1.052	1.076	0	0	0	0	0	0	0	520	910	4.726
Trasmissioni	kWh	1.132	1.117	909	0	0	0	0	0	0	0	494	1.134	4.787
Extraflusso	kWh	117	113	101	0	0	0	0	0	0	0	64	119	513
Extraflusso da U	kWh	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ventilazione	kWh	236	236	203	0	0	0	0	0	0	0	103	231	1.008
TOTALE DISPERSIONI	kWh	1.485	1.466	1.213	0	0	0	0	0	0	0	661	1.484	6.308
Gamma H	-	0,79	0,72	0,89	0	0	0	0	0	0	0	0,79	0,61	-
Eta, h	-	0,8	0,83	0,76	0	0	0	0	0	0	0	0,8	0,87	-
Fabbisogno di energia termica utile effettiva	kWh	548	594	391	0	0	0	0	0	0	0	244	693	2.471

Tabella 4.16 Fabbisogno energia termica utile per riscaldamento

Nel presente edificio sono installati pannelli radianti per il riscaldamento, di cui se ne riportano le caratteristiche in **(Tab. 4.17)**.

Descrizione	Valore
Altezza media dei locali	Fino a 4 metri
Tipologia di terminali	Pannelli annegati a pavimento
Temperatura di mandata di progetto [°C]	35
Temperatura di ritorno di progetto [°C]	30
Potenza termica di progetto dei terminali di emissione ( $\varphi_{em,des}$ ) [kW]	4,213
Potenza elettrica ausiliari di emissione [W]	40

Tabella 4.17 Dati tecnici pannelli radianti

Si tiene conto delle perdite di emissione dei pannelli radianti per la stima del fabbisogno per il riscaldamento, considerando un rendimento di emissione pari a 0,99.

L'edificio è dotato una regolazione di "Zona + climatica" con banda proporzionale 1°C, il cui rendimento è assunto pari a 0,97.

Trattandosi di un impianto autonomo con generatore unifamiliare in edificio condominiale, con impianto di distribuzione con isolamento con spessori conformi alle prescrizioni del DPR 412/93, in base alle specifiche riportate sulla UNI/TS 11300-2, è stato assunto un rendimento di distribuzione pari a 0,99.

Si calcola il fabbisogno di energia termica per riscaldamento, indicato con  $Q_{gn,out,H}$  sulla UNI/TS 11300 (**Tab 4.18**), pari a 2552,20 kWh/anno.

Descrizione	U.M.	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dic.	Totale
Tempo attivazione	gg	31	28	31	0	0	0	0	0	0	0	16	31	137
Tempo attivazione	ore	744	672	744	0	0	0	0	0	0	0	384	744	3.288
Fabbisogno ideale - Zona termica	kWh	548,5	594	391,1	0	0	0	0	0	0	0	244,1	693	2.470,80
Perdite recuperate dal sistema di produzione ACS - Zona termica	kWh	9,4	8,5	9,4	0	0	0	0	0	0	0	4,9	9,4	41,6
Fabbisogno ideale netto - Zona termica	kWh	539,1	585,5	381,7	0	0	0	0	0	0	0	239,3	683,6	2.429,20
Fabbisogno ideale netto totale	kWh	539,1	585,5	381,7	0	0	0	0	0	0	0	239,3	683,6	2.429,20
Rendimento emissione - Zona termica	-	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	-
Perdite di emissione - Zona termica	kWh	5,4	5,9	3,9	0	0	0	0	0	0	0	2,4	6,9	24,5
Fabbisogno in ingresso totale	kWh	544,5	591,4	385,6	0	0	0	0	0	0	0	241,7	690,5	2.453,80
Rendimento regolazione - Zona termica	-	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	-
Perdite di regolazione - Zona termica	kWh	16,8	18,3	11,9	0	0	0	0	0	0	0	7,5	21,4	75,9
Fabbisogno in ingresso totale	kWh	561,4	609,7	397,5	0	0	0	0	0	0	0	249,1	711,9	2.529,60
Rendimento distribuzione acqua - Zona termica	-	0,99	0,99	0,99	0	0	0	0	0	0	0	0,99	0,99	-
Perdite di distribuzione - Zona termica	kWh	5,7	6,2	4	0	0	0	0	0	0	0	2,5	7,2	25,6
Fabbisogno in ingresso totale ZH1	kWh	567	615,9	401,5	0	0	0	0	0	0	0	251,7	719,1	2.555,20

Tabella 4.18 Fabbisogno per riscaldamento

### 4.3 Posizionamento dei collettori

I collettori solari sono installati sulla superficie del tetto con angoli di tilt e azimut ottimali. Attraverso una serie di iterazioni si normalizza il valore della radiazione ad un angolo di tilt e azimut assegnati rispetto il valore massimo ottenibile di irradiazione annua, per cui viene scelta come configurazione quella che massimizza tale valore (**Tab 4.19**).

Orientamento $\gamma$	Angolo di inclinazione $\beta$						
	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
0°	0,9035	0,975	1	0,9766	0,9051	0,7931	0,6484
15°	0,9035	0,9723	0,9951	0,971	0,9012	0,7906	0,6493
30°	0,9035	0,964	0,9822	0,9552	0,8871	0,7812	0,6485
45°	0,9035	0,951	0,96	0,9301	0,8608	0,7616	0,6386
60°	0,9035	0,9334	0,9228	0,8925	0,825	0,7312	0,6185
75°	0,9035	0,9123	0,8931	0,8471	0,7782	0,6876	0,5861
90°	0,9035	0,8887	0,8506	0,794	0,7216	0,6365	0,545
Angolo di tilt $\beta$				30°			
Angolo di azimut $\gamma$				0°			
Irradiazione annua su superficie orientata				1689 kWh/m <sup>2</sup>			

Tabella 4.19 Orientazione dei collettori installati e valore dell'irradiazione annua

## 4.4 Schema di impianto

È possibile scegliere uno tra gli schemi di impianto riportati sulla UNI/TS 11300-4.

In **(Fig. 4.3)** è illustrato lo schema di impianto per riscaldamento di ambienti e produzione di acqua calda sanitaria.

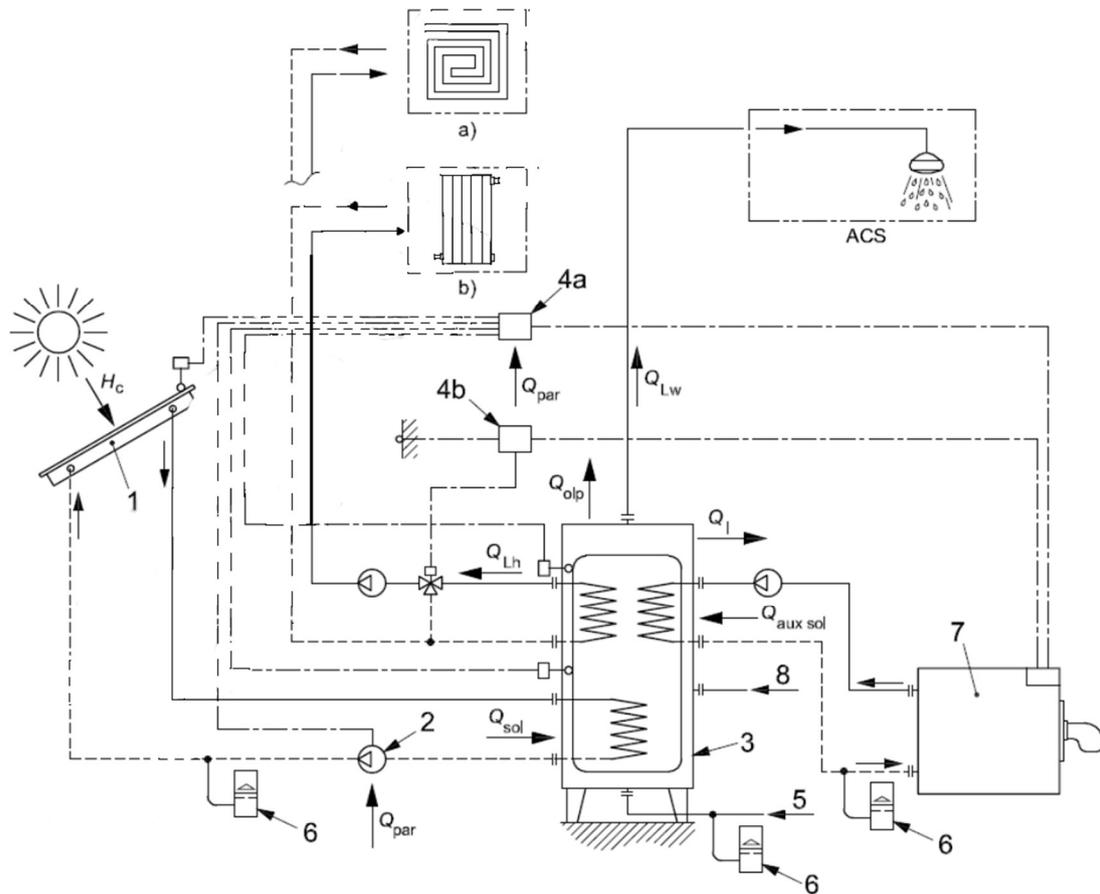


Figura 4.3 Schema di impianto per la produzione di ACS e riscaldamento ambienti [20]

### Legenda

- 1) Collettore solare
- 2) Pompa
- 3) Accumulo
- 4a) Centralina di controllo e regolazione circuito ACS
- 4b) Centralina di controllo e regolazione circuito riscaldamento ambienti

- 5) Ingresso acqua fredda
  - 6) Vaso di espansione
  - 7) Riscaldatore ausiliario
  - 8) Eventuale ricircolo
- a) Riscaldamento basso temperatura
- b) Riscaldamento ad alta temperatura
- $Q_{L,W}$  è il fabbisogno di energia termica utile ACS;
  - $Q_{L,H}$  è il fabbisogno di energia termico utile riscaldamento ambienti;
  - $H_C$  è l'irraggiamento solare sul collettore;
  - $Q_{sol}$  è l'energia solare trasferita dal circuito solare all'accumulo;
  - $Q_{par}$  è il fabbisogno di energia degli ausiliari;
  - $Q_l$  sono le perdite termiche dell'accumulo;
  - $Q_{olp}$  è l'energia solare dispersa all'esterno per eccesso di temperatura nell'accumulo;
  - $Q_{aux,sol}$  è il fabbisogno di energia di integrazione.

Nel caso di studio la configurazione per il riscaldamento è quella di tipo **a)**, corrispondente al riscaldamento a bassa temperatura, con pannelli radianti.

## 4.5 Progettazione dell'impianto

Nel presente caso studio vengono analizzate e proposte due possibili configurazioni:

- 1) **Impianto con collettori piani vetrati**
- 2) **Impianto con collettori a tubi sottovuoto**

### Dimensionamento

È possibile dimensionare la superficie captante utilizzando il criterio della copertura minima richiesta secondo il D. Lgs. 28/2011 prevede una copertura di almeno il 50% del fabbisogno totale annuale tra i servizi di acqua calda sanitaria e riscaldamento. [21]

- 1) Impianto con collettori piani vetrati

Da un database presente nel software può essere importato un collettore piano vetrato che garantisce il rispetto del D.Lgs. 28/2011 . Nel caso in esame, si scelgono tre collettori piani vetrati in serie i cui dati tecnici sono riportati in (Fig. 4.4).

## Buderus

Logasol

SKT1.0-s

8718532821

I dati soddisfano i requisiti dei regolamenti (UE) 811/2013 (Tab. I) e (UE) 812/2013 (Tab. II).

Dati sul prodotto	Simbolo	Unità	8718532821
Area di apertura del collettore	$A_{sol}$	$m^2$	2,43
Efficienza a dispersione zero	$\eta_0$		0,794
Coefficiente di trasmissione di calore lineare	$a_1$	$W/(m^2 K)$	3,86
Coefficiente di trasmissione di calore lineare quadratico	$a_2$	$W/(m^2 K^2)$	0,013
Fattore di correzione angolo di incidenza	IAM		0,94
Area totale del collettore	A	$m^2$	2,50

Figura 4.4 Collettore piano vetrato, catalogo "Buderus" [22]

La superficie totale dei collettori è di circa  $7,50 m^2$ .

Per quanto riguarda la scelta del sistema di accumulo, da regole pratiche per sistemi combinati di ACS e riscaldamento, si sceglie un volume specifico nel range di 120 – 150 litri/ $m^2$  di collettore. [23]

Applicando questa metodologia, sempre da un database presente nel software, si sceglie un serbatoio di accumulo che rispetti questo requisito. Si riportano i dati tecnici di tale serbatoio in (Fig 4.5).

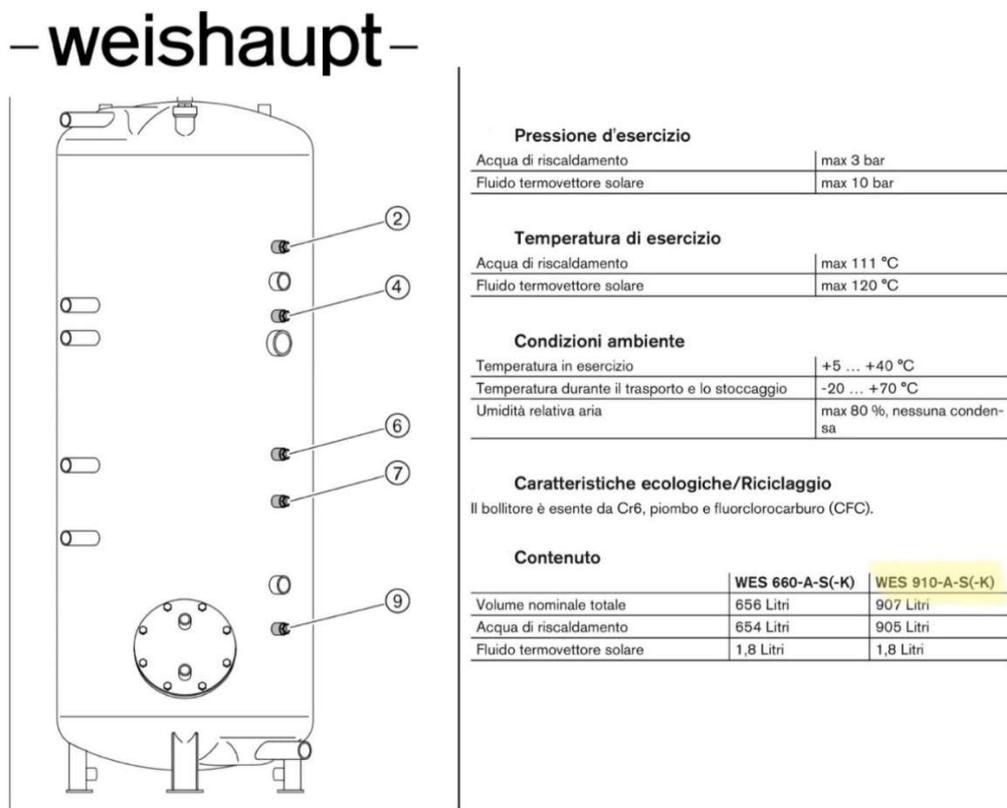


Figura 4.5 Dati tecnici serbatoio di accumulo, prodotto da "Weishaupt"[24]

Il volume di accumulo riportato ha capienza di circa 910 litri.

### Sistema di back-up

Si sceglie di utilizzare la caldaia già presente, che ovviamente avrà potenza necessaria per coprire il fabbisogno non soddisfatto dall'impianto solare poiché prima copriva l'intero fabbisogno di energia termica. Si riporta la scheda tecnica della caldaia in (Tab. 6.20). Il software permette di inserire manualmente i dati tecnici del sistema di back-up, oppure scegliendo tra caldaie o riscaldatori elettrici presenti in un database.

Dati tecnici Caldaia	
Combustibile	Gas Naturale (Metano)
Ubicazione	All'esterno
Temperatura ambiente di installazione [°C]	17 °C
Potenza nominale	24 kW
Rendimento nominale	0.904

Tabella 4.20 Dati tecnici caldaia

### Calcolo della producibilità

Applicando il metodo f-chart descritto nel **(Cap.3)**, si calcolano i seguenti dati **(Tab. 4.21)**:

	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic	Tot
Fabbisogno [kWh]	708,20	743,20	542,90	136,40	140,90	136,40	140,90	140,90	136,40	140,90	388,40	859,70	4215.1
Energia solare [kWh]	146,70	177,30	230,10	373,40	483,20	506,20	532,40	534,20	450,30	302,20	129,00	66,70	3931.7
Energia caldaia [kWh]	700.6	671.1	431.2	-117.7	-225.7	-263.7	-286.0	-288.8	-206.7	-43.6	375.4	904.5	1650.6
Irradiazione [kWh]	692,10	759,62	927,17	1234,30	1463,63	1445,42	1469,48	1448,10	1292,81	995,01	624,26	476,94	12828.85
Copertura [%]	17.3	20.9	34.8	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	25.6	6.9	70.4
Efficienza	21,20	23,30	24,80	30,20	33,00	35,00	36,20	36,90	34,80	30,40	20,70	14,00	30.6
Temp max collettore [°C]	80.2	77.8	77.2	90.1	97.4	99.6	100.4	102.4	98.7	84.3	76.6	68.0	102.4

Tabella 4.21 Risultati ottenuti per collettore piano vetrato

dove:

- Il “fabbisogno” espresso in kWh è dato dalla somma del fabbisogno di ACS e quello di riscaldamento, indicato con  $Q_{gn,out}$  nella UNI/TS 11300-4.
- “Energia solare”, indica l’energia prodotta dall’impianto espressa in kWh, definito dalla UNI/TS 11300-4 ed indicata come  $Q_{sol}$ .
- “Energia Caldaia”, indica l’energia da apportare attraverso il sistema di back up all’impianto. Se negativa, indica che l’energia prodotta dall’impianto è in surplus rispetto al fabbisogno richiesto.
- “Copertura”, indica il rapporto tra l’energia prodotta dall’impianto e l’energia totale (energia prodotta da solare sommata con l’energia fornita dalla caldaia).
- “L’irradiazione”, indica l’irradiazione media mensile sulla superficie orientata ed è espressa in kWh.
- “L’efficienza”, indica il rapporto tra l’irradiazione e l’energia prodotta dall’impianto.

La copertura raggiunta da tale impianto soddisfa i requisiti richiesti dal D.Lgs. 28/2011.

Si riporta un grafico riassuntivo dei risultati in **(Fig. 4.6)**.

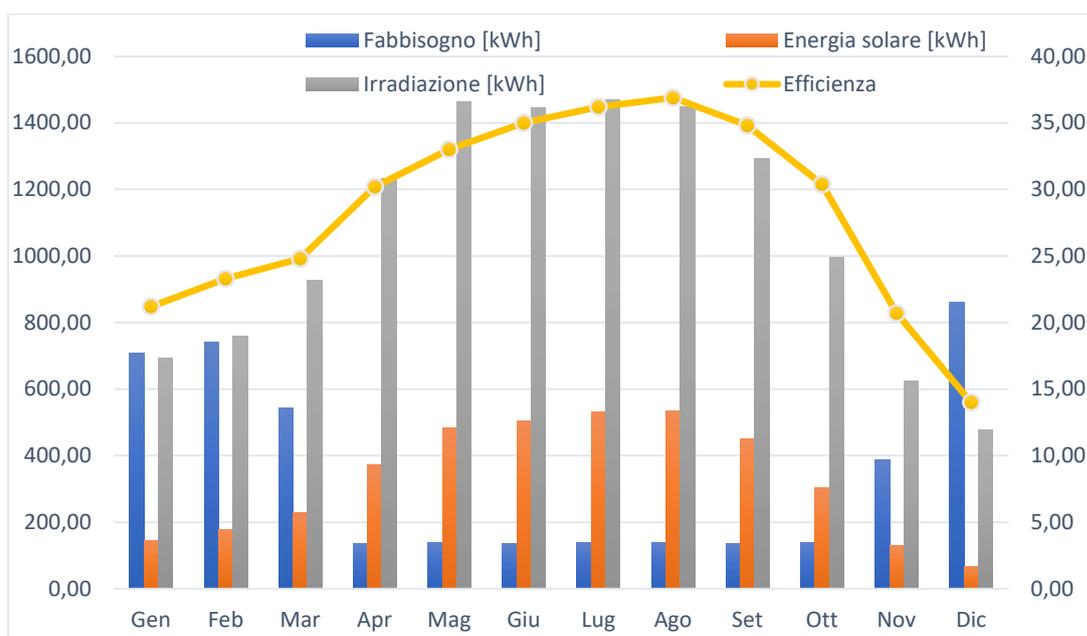


Figura 4.6 Plot dei risultati ottenuti per collettore piano vetrato

## 2) Impianto con collettori a tubi sottovuoto

Da un database presente nel software può essere importato un collettore a tubi sottovuoto garantendo rispettando il D.Lgs. 28/2011. Nel caso in esame, si scelgono due collettori a tubi sottovuoto in serie i cui dati tecnici sono riportati in **(Fig 4.7)**. La superficie totale dei collettori è di circa  $6,10 \text{ m}^2$ .



Dati tecnici collettore a tubi sottovuoto			
Tubi sottovuoto			25
Superficie effettiva assorbitore	$\text{m}^2$		2,25
Superficie lorda collettore	$\text{m}^2$		3,05
Contenuto liquido termovettore (tubi inclusi)	l		3,0
Dimensioni (L x A)	mm		1700 x 1795
Peso (tetto a falda/piano)	kg		69
Efficienza riferita alla superficie lorda			0,65
	$k_1$	W/m <sup>2</sup> K	1,585
	$k_2$	W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>	0,0020

Figura 4.7 Collettore a tubi sottovuoto "KME solar italy"[25]

Il sistema di accumulo è lo stesso utilizzato del caso precedente.

### Calcolo della producibilità

Applicando il metodo f-chart descritto nel **(Cap.3)**, si calcolano i seguenti dati **(Tab 4.22)**:

	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic	Tot
Fabbisogno [kWh]	708,20	743,20	542,90	136,40	140,90	136,40	140,90	140,90	136,40	140,90	388,40	859,70	4215.1
Energia solare [kWh]	165,20	192,20	247,40	384,60	487,00	501,00	520,70	520,22	446,00	308,80	146,40	94,30	4014.1
Energia caldaia [kWh]	683	514,5	414	-128,5	-229,2	-258,3	-274,2	-274,7	-202,2	-49,7	358,8	878,1	1431.6
Irradiazione [kWh]	479,57	526,35	642,45	855,27	1014,17	1001,55	1018,22	1003,41	895,91	689,45	432,56	330,46	8889.28
Copertura [%]	19,5	27,2	37,4	100	100	100	100	100	100	100,0	29,0	9,7	73.7
Efficienza	34,50	36,50	38,50	45,00	48,00	50,00	51,10	51,80	49,80	44,80	33,80	28,50	45.2
Temp max collettore [°C]	63.5	63.5	63.3	66.8	69.3	69.8	69.9	70.6	69.5	64.4	63.3	63.0	70.6

Tabella 4.22 Risultati ottenuti per collettore a tubi sottovuoto

dove:

- Il “fabbisogno” espresso in kWh è dato dalla somma del fabbisogno di ACS e quello di riscaldamento, indicato con  $Q_{gn,out}$  nella UNI/TS 11300-4.
- “Energia solare”, indica l’energia prodotta dall’impianto espressa in kWh, definito dalla UNI/TS 11300-4 ed indicata come  $Q_{sol}$ .
- “Energia Caldaia”, indica l’energia da apportare attraverso il sistema di back up all’impianto. Se negativa, indica che l’energia prodotta dall’impianto è in surplus rispetto al fabbisogno richiesto.
- “Copertura”, indica il rapporto tra l’energia prodotta dall’impianto e l’energia totale (energia prodotta da solare sommata con l’energia fornita dalla caldaia).
- “L’irradiazione”, indica l’irradiazione media mensile sulla superficie orientata ed è espressa in kWh.
- “L’efficienza”, indica il rapporto tra l’irradiazione e l’energia prodotta dall’impianto.

La copertura raggiunta da tale impianto soddisfa i requisiti richiesti dal D.Lgs. 28/2011.

Si riporta un grafico riassuntivo dei risultati in **(Fig. 4.8)**.

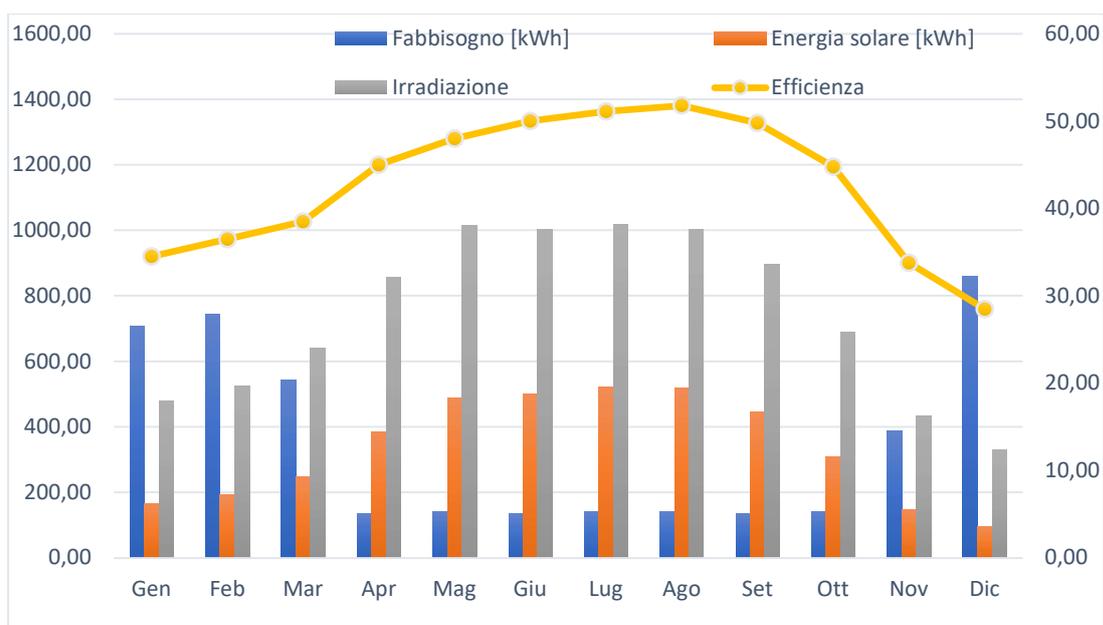


Figura 4.8 Plot dei risultati per collettore a tubi sottovuoto

## Criteri dimensionamento della componentistica

Per dimensionare il vaso di espansione ed anche componentistiche come le pompe e le valvole è necessario stabilire:

- Contenuto di liquido per ogni collettore in *litri*.
- Lunghezza e diametro interno delle tubazioni. Da questi è possibile trovare il volume di fluido contenuto nelle tubazioni:

$$V_{loop} = \pi \frac{D_{int}^2}{4} L$$

- Perdite di carico, nel collettore e nelle tubazioni.

Le perdite di carico nei collettori solari possono essere ricavate in funzione della portata su diagrammi del tipo rappresentato in **(Fig 4.9)**. Valore tipico della portata nei collettori è di circa 30 l/h per ogni m<sup>2</sup> di collettore.

Perdita di carico del collettore solare (\*)

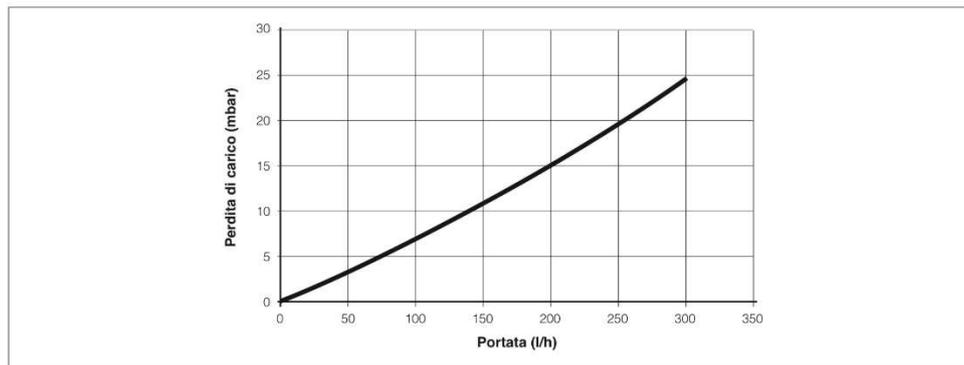


Figura 4.9 Perdite di carico del collettore solare[22]

## Definizioni

- La pressione iniziale  $p_i$  è la pressione relativa all'interno del circuito solare che deve essere raggiunta durante il riempimento del circuito a freddo. È la stessa pressione che si raggiunge anche quando la pompa di circolazione del circuito solare non è in funzione. Dipende dal dislivello tra il punto più alto del circuito solare e la sede del vaso di espansione. La pressione iniziale dovrebbe raggiungere almeno il valore di 1,5 bar.

- La pressione finale  $p_f$  è la pressione teorica relativa all'interno del circuito solare, che non viene mai superata se l'esecuzione è corretta. Si calcola in base alla tenuta dei vari componenti. Il valore consigliato è di 5 *bar*.
- La pressione nel vaso d'espansione  $p_{ve}$  dovrebbe essere di circa 0,3 – 0,5 *bar* al di sotto della pressione iniziale  $p_i$ , in modo che anche a freddo la membrana all'interno sia leggermente in tensione. Il valore consigliato è di 1,5 *bar*.
- La pressione relativa d'intervento della valvola di sicurezza  $p_{vs}$  dovrebbe essere almeno 0,5 *bar* al di sopra della pressione finale, in modo che la valvola di sicurezza, se il funzionamento è corretto, non entri mai in gioco. Il valore consigliato è di 6 *bar*.

- Il fattore di pressione è definito come:

$$D_f = \frac{(p_f - p_i)}{p_f + 1}$$

Affinché il funzionamento sia corretto e la membrana all'interno del vaso di espansione non si logori inutilmente, il valore del fattore di pressione deve essere inferiore a 0,5.

Il contenuto di fluido  $V_{fluido}$  all'interno del circuito solare si calcola in questo modo:

$$V_{fluido} = V_{fluido,collettore} + V_{fluido,tubature} + V_{fluido,scambiatori} + V_{fluido,altri\ componenti}$$

La dilatazione del volume del fluido viene così calcolata:

$$\Delta V = e \times V_{fl}$$

$$\begin{cases} e = 0.045 \text{ per acqua} \\ e = 0.07 \text{ per miscela acqua e glicole} \end{cases}$$

Il volume utile del vaso d'espansione viene calcolato con una ulteriore sicurezza del 10%:

$$V_U = (\Delta V + V_C) \times 1,1$$

Il volume minimo del vaso d'espansione da utilizzare è il volume nominale calcolato: **[26]**

$$V_N = \frac{V_U}{D_f}$$

Nell'esempio riportato (**Tab 4.23**), sono posti lunghezza di mandata e ritorno dei tubi del collettore pari a 10 m ed un diametro interno delle tubazioni pari a 26mm per ricavare il volume di fluido contenuto nelle tubature. Il volume minimo del vaso di espansione è di circa 15 L.

			Volume nei collettori	5,7 L
			Volume nelle tubature	10,6 L
ACQUA-GLICOLE	X			
Volume d'acqua nell'impianto	16,3 L		Volume in altri componenti	0 L
Pressione relativa di precarica	2 bar			
Pressione relativa massima di esercizio	5 bar			
Volume di espansione	0,07 L			
Vnom [minimo]	15,1 L			

Tabella 4.23 Dimensionamento vaso di espansione

### Fluido termovettore

Se non vi è pericolo di gelo si utilizza l'acqua come fluido termovettore all'interno del circuito solare e si utilizzano inibitori per evitare fenomeni corrosivi. Nelle zone a rischio di gelo si usa invece una miscela di acqua e glicole (con inibitori corrosivi già presenti), con una concentrazione del soluto definita in modo che la sicurezza antigelo ci sia fino ad una temperatura di 10 °C inferiore alla temperatura minima media su cui si esegue il calcolo di progettazione dell'impianto. **[26]**

### Sistema di controllo

Per il sistema di controllo è possibile scegliere una centralina da uH che regoli l'accensione e spegnimento della pompa di circolazione in base alla temperatura all'interno dell'accumulo e della temperatura del collettore.

## 4.6 Modello analisi economica

Nel software è integrato anche un modello di analisi economica, in particolar modo per confrontare le configurazioni degli impianti precedentemente progettati dal punto di vista economico ed anche per sviluppare una analisi sensitiva.

### 1) Impianto con collettori piani vetrati

Per impianti che utilizzano collettori piani vetrati si assume un costo impiantistico pari ad 800 [€/m<sup>2</sup>] (**Tab 4.24**).

<b>Costo [€/m<sup>2</sup>]</b>	<b>800</b>
<b>Area collettori [m<sup>2</sup>]</b>	<b>7,5</b>
<b>Accumulo [litri]</b>	<b>911</b>
<b>Qsol [kWh]</b>	<b>3931,7</b>
<b>Risparmio[€/anno]</b>	<b>377,39</b>
<b>Costo di investimento [€]</b>	<b>6000</b>

*Tabella 4.24 Dati INPUT modello analisi economica; impianto con collettori piani vetrati*

Il software permette di importare da un database il combustibile utilizzato dalla caldaia con dati relativi al potere calorifico ed il costo. È possibile inserire manualmente un “combustibile personalizzato” inserendo manualmente i dati. In (**Tab 4.25**), si confrontano i costi ed i consumi ante e post-operam dell’impianto solare termico.

Fabbisogno	4215,10 kWh
Prezzo del metano	0,82 €/m <sup>3</sup>
Potere calorifico inferiore del metano	9,45 kWh/m <sup>3</sup>
Rendimento caldaia	90,4%
Consumo annuo ante-operam	4662,7 kWh
Costo annuo ante-operam	404,60 €
<b>Qsol</b>	3931,7 kWh
Consumo annuo post-operam	313,60 kWh
Spesa annua post-operam	27,21 €
Risparmio annuo	377,39 €

*Tabella 4.25 Confronto dei consumi ante e post-operam con collettori piani vetrati*

### **Calcolo NPV (Net Present Value) o VAN (Valore Attuale Netto)**

Per il modello di analisi economica, definito il costo dell'investimento, si possono inserire sia i tipi di incentivi per la realizzazione dell'impianto che i tassi di inflazione dei costi, del combustibile e il tasso di attualizzazione ed il tempo di vita previsto dell'impianto.

Inoltre è possibile inserire anche altri costi previsti nel tempo di vita dell'impianto per esempio costi per manutenzione programmata.

Nel caso di studio si assumono i seguenti valori riportati in **(Tab. 4.26)**.

Tasso di attualizzazione	0%
Tasso di inflazione annua sul prezzo del combustibile	2%
Tasso di inflazione annua	4%
Tipo incentivo	Detrazione fiscale 50%
Importo detraibile	6000 €
Durata detrazione	10 anni
Tempo di vita impianto	20 anni
Costi programmati	Manutenzione al decimo anno di vita, costo pari al 2% dell'Investimento

Tabella 4.26 Tassi, incentivi, costi programmati con collettori piani vetrati

Effettuando i calcoli con i dati di input si ottiene (Fig. 4.10):

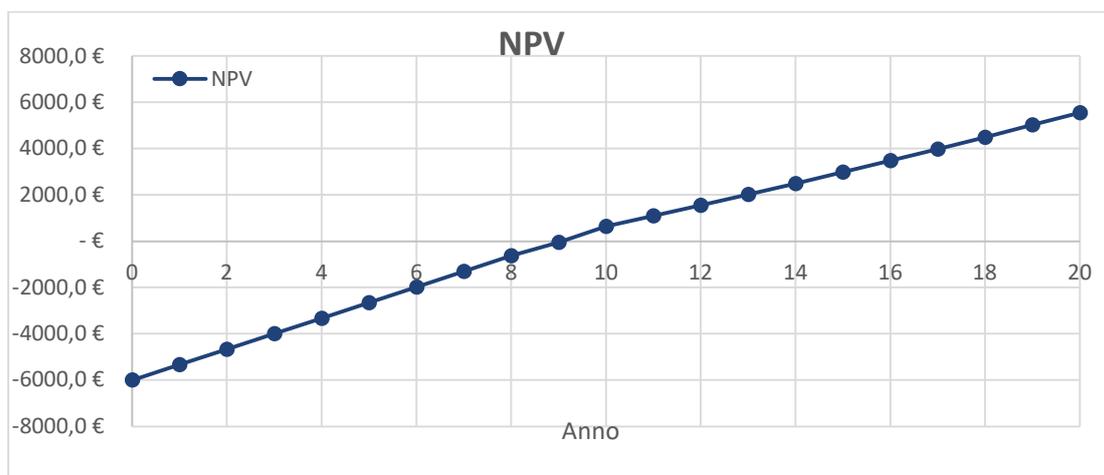


Figura 4.10 NPV impianto con collettori piani vetrati

Tempo di ritorno dell'investimento (PBT)	8/9 anni
NPV a fine vita	5549,20€
Tasso interno di rendimento (TIR)	10,09%

Tabella 4.27 NPV, PBT, TIR impianto con collettori piani vetrati

## Analisi di sensitività

È necessario eseguire un'analisi di sensitività variando alcuni dei parametri principali, per valutare adeguatamente la fattibilità dell'impianto. Nelle figure seguenti si mostra il comportamento del NPV al variare del risparmio annuale, dell'inflazione del combustibile e del costo totale dell'investimento iniziale. È possibile personalizzare il modello ed impostare rispetto a quale parametro effettuare l'analisi scegliendo dei dati in input.

Per il seguente caso di studio l'analisi viene effettuata variando i parametri riportati in **(Tab. 4.28)**.

<b>Risparmio annuale</b>	<b>-30% -20% -10%</b>
<b>Costo di investimento</b>	<b>-30% 30%</b>
<b>Inflazione del combustibile</b>	<b>2% 6%</b>

*Tabella 4.28 Parametri per analisi sensitiva*

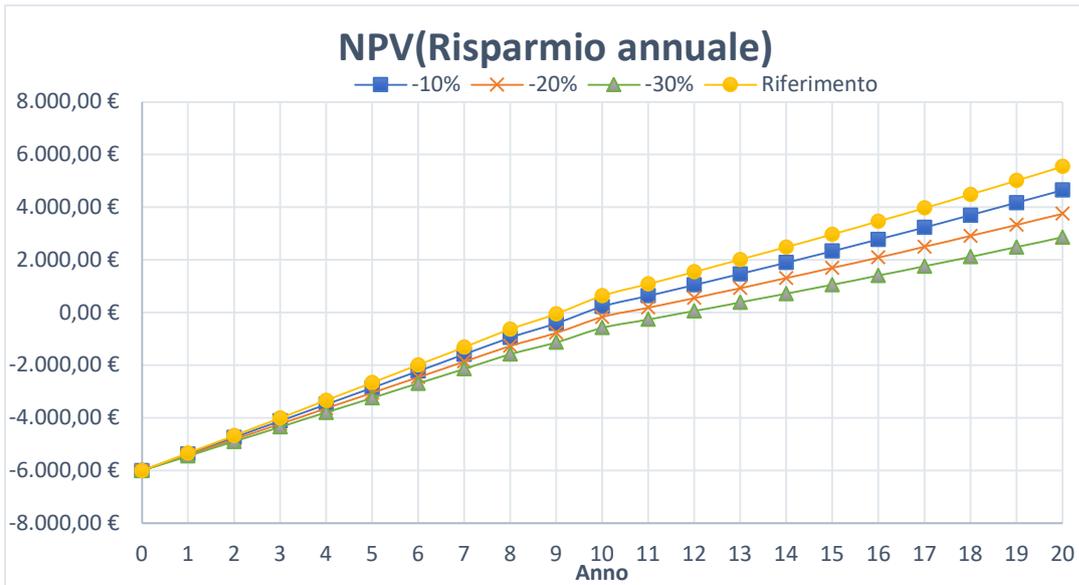


Figura 4.11 NPV calcolato per i diversi risparmi annuali; impianto con collettori piani vetrati

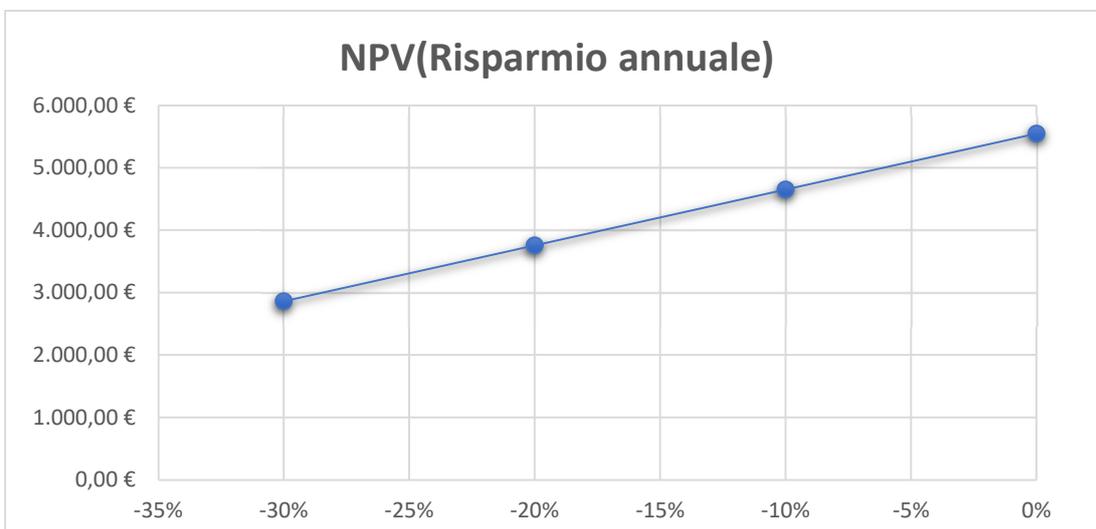


Figura 4.12 NPV in funzione del risparmio annuale; impianto con collettori piani vetrati

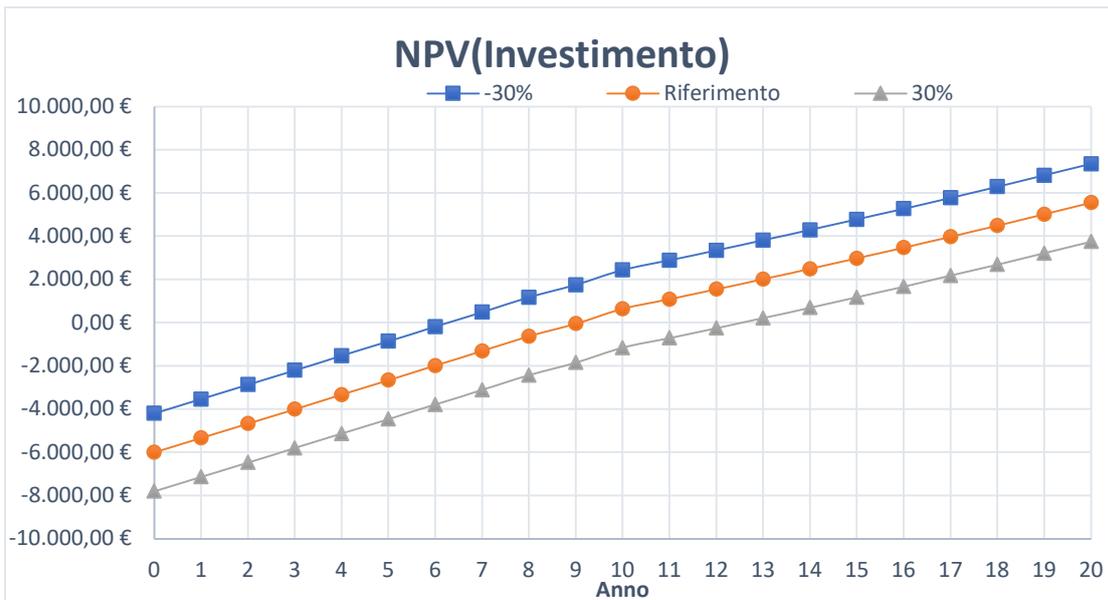


Figura 4.13 NPV calcolato per i diversi costi di investimento; impianto con collettori piani vetrati

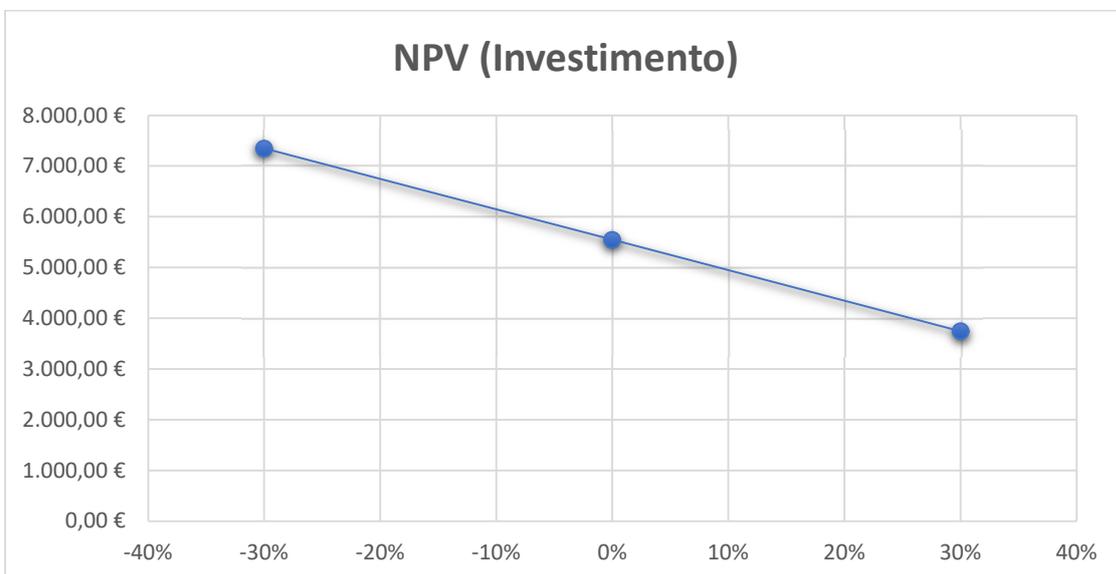


Figura 4.14 NPV in funzione del costo di investimento; impianto con collettori piani vetrati

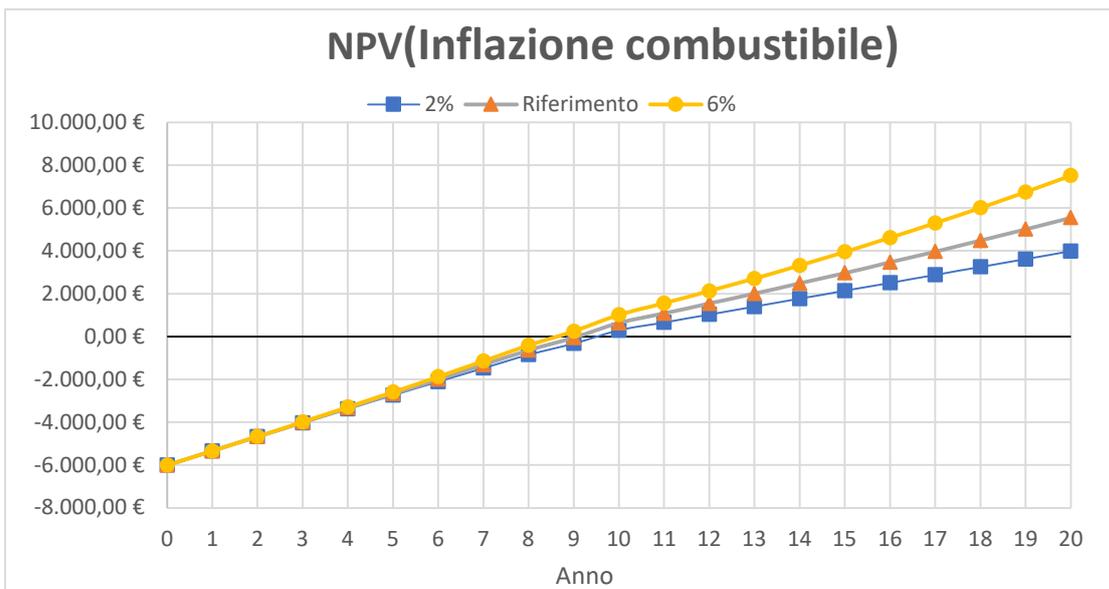


Figura 4.15 NPV calcolato per i diversi valori del tasso di inflazione del combustibile; impianto con collettori piani vetrati

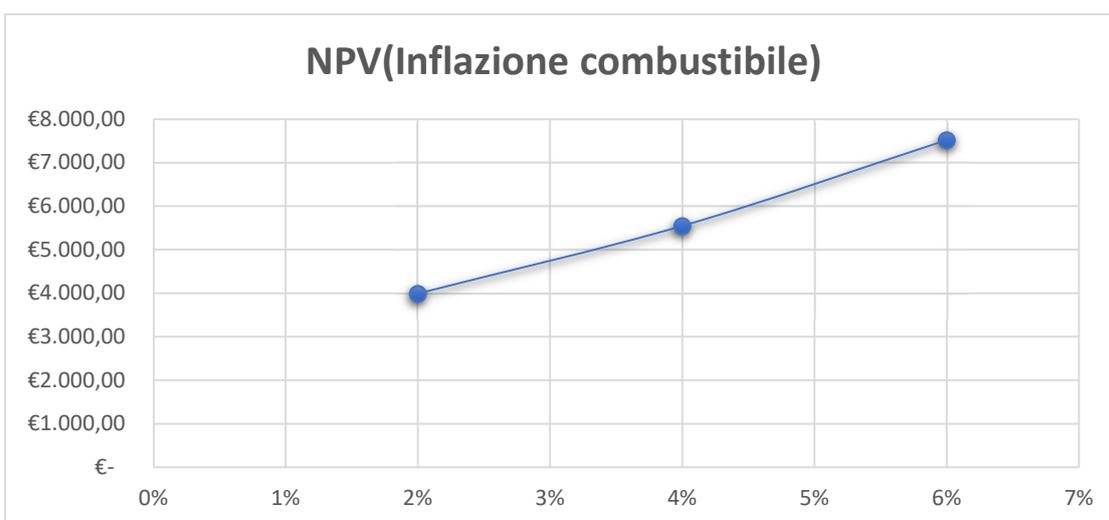


Figura 4.16 NPV in funzione del tasso di inflazione del combustibile; impianto con collettori piani vetrati

Il comportamento è il seguente:

- NPV diminuisce linearmente con la riduzione dei risparmi annui; il PBT risulta più lungo.
- Aumentando il costo dell'investimento, la curva del NPV si sposta verso il basso e presenta un PBT più lungo.
- Se il costo del combustibile aumenta negli anni, maggiori saranno anche i risparmi relativi alla vita dell'impianto e di conseguenza il PBT sarà più breve.

## 2) Impianto con collettori a tubi sottovuoto

In modo analogo al **caso 1**) si procede con il definire i dati di input (**Tab. 4.29**):

<b>Costo [€/m<sup>2</sup>]</b>	<b>1050</b>
<b>Area collettori [m<sup>2</sup>]</b>	<b>6,1</b>
<b>Accumulo [litri]</b>	<b>911</b>
<b>Qsol [kWh]</b>	<b>4063.4</b>
<b>Risparmio[€/anno]</b>	<b>390,03</b>
<b>Costo di investimento [€]</b>	<b>6405</b>

Tabella 4.29 Dati INPUT modello analisi economica; impianto con collettori a tubi sottovuoto

Fabbisogno	4215,10 kWh
Prezzo del metano	0,82 €/m <sup>3</sup>
Potere calorifico inferiore del metano	9,45 kWh/m <sup>3</sup>
Rendimento caldaia	90,4%
Consumo annuo ante-operam	4662,7 kWh
Costo annuo ante-operam	404,60 €
<b>Qsol</b>	<b>4063,4 kWh</b>
Consumo annuo post-operam	167,92 kWh
Spesa annua post-operam	14,57 €
Risparmio annuo	390,03 €

Tabella 4.30 Confronto dei consumi ante e post-operam con collettori a tubi sottovuoto

## Calcolo NPV (Net Present Value) o VAN (Valore Attuale Netto)

Si assumono i dati riportati in (Tab. 4.31):

Tasso di attualizzazione	0%
Tasso di inflazione annua sul prezzo del combustibile	2%
Tasso di inflazione annua	4%
Tipo incentivo	Detrazione fiscale 50%
Importo detraibile	6405 €
Durata detrazione	10 anni
Tempo di vita impianto	20 anni
Costi programmati	Manutenzione al decimo anno di vita, costo pari al 2% dell'Investimento

Tabella 4.31 Tassi, incentivi, costi programmati con collettori a tubi sottovuoto

Effettuando i calcoli con i dati di input si ottiene (Fig. 4.17):

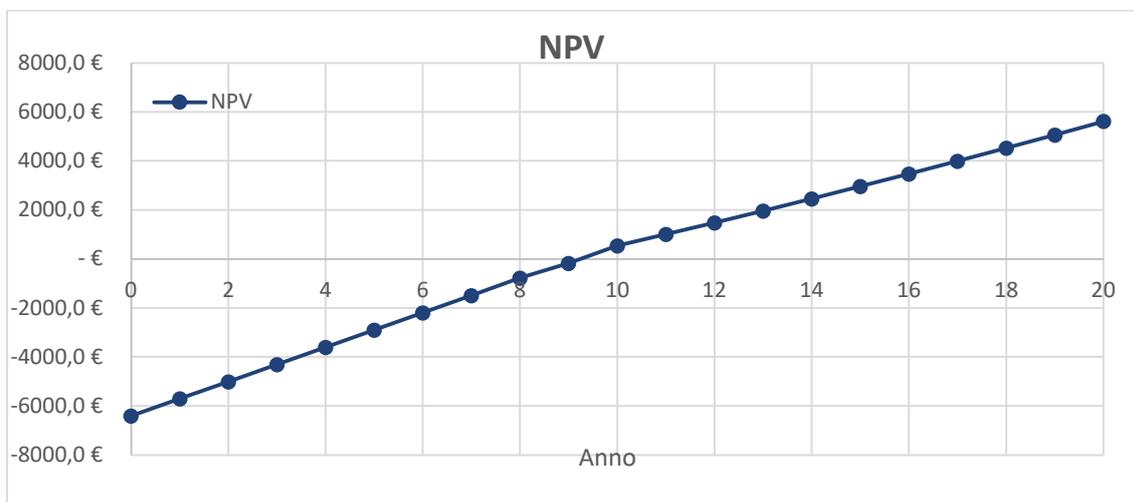


Figura 4.17 NPV impianto con collettori a tubi sottovuoto

Tempo di ritorno dell'investimento (PBT)	9/10 anni
NPV a fine vita	5619,30 €
Tasso interno di rendimento (TIR)	8,89%

## Analisi di sensitività

<b>Risparmio annuale</b>	<b>-30%</b> <b>-20%</b> <b>-10%</b>
<b>Costo di investimento</b>	<b>-30%</b> <b>30%</b>
<b>Inflazione del combustibile</b>	<b>2%</b> <b>6%</b>

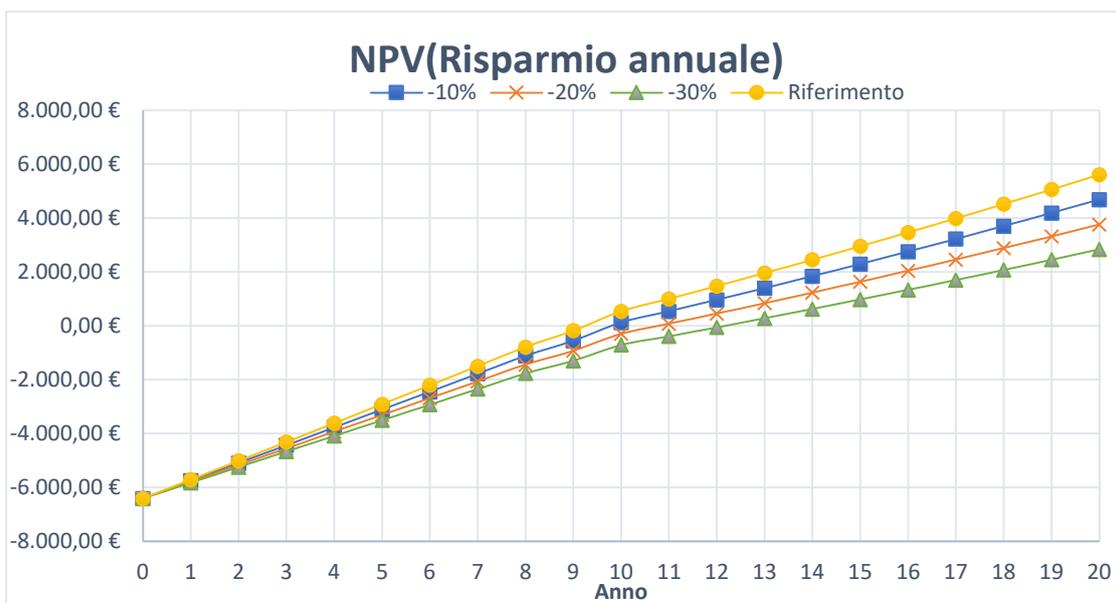


Figura 4.18 NPV calcolato per i diversi risparmi annuali; impianto con collettori a tubi sottovuoto

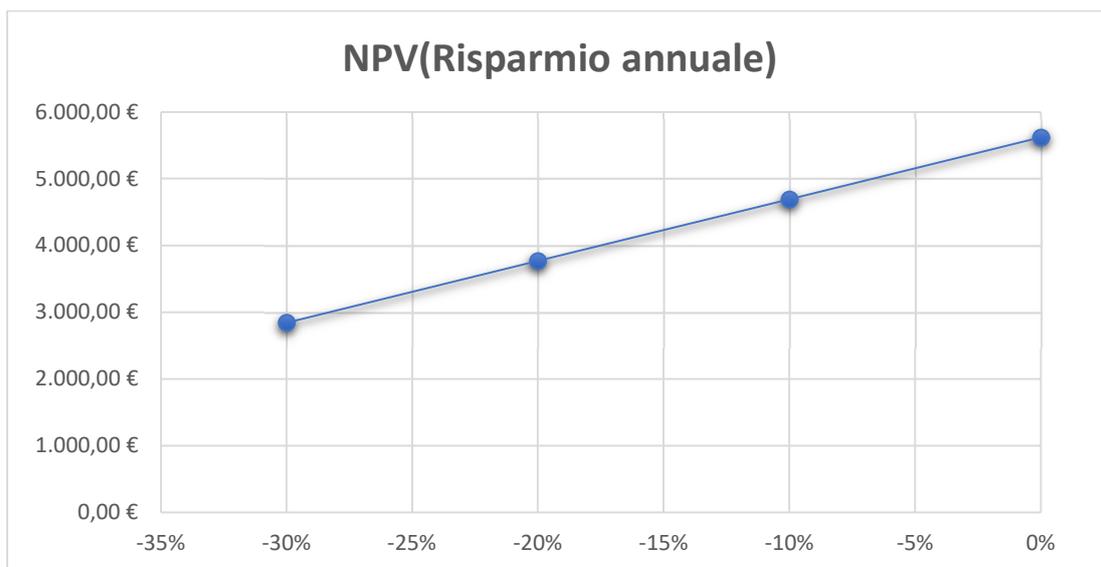


Figura 4.19 NPV in funzione del risparmio annuale; impianto con collettori a tubi sottovuoto

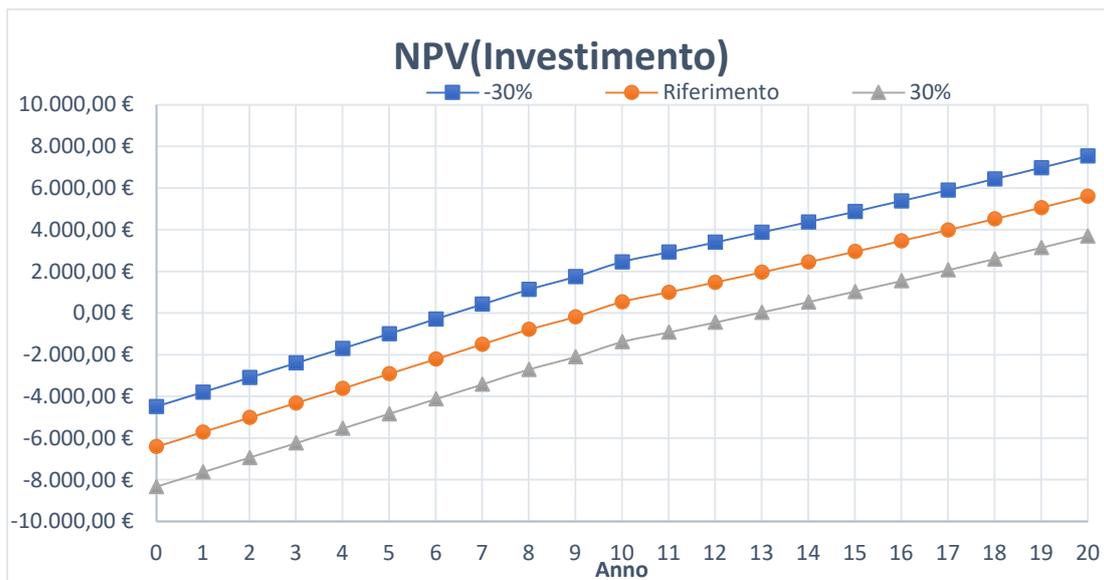


Figura 4.20 NPV calcolato per i diversi costi di investimento; impianto con collettori a tubi sottovuoto

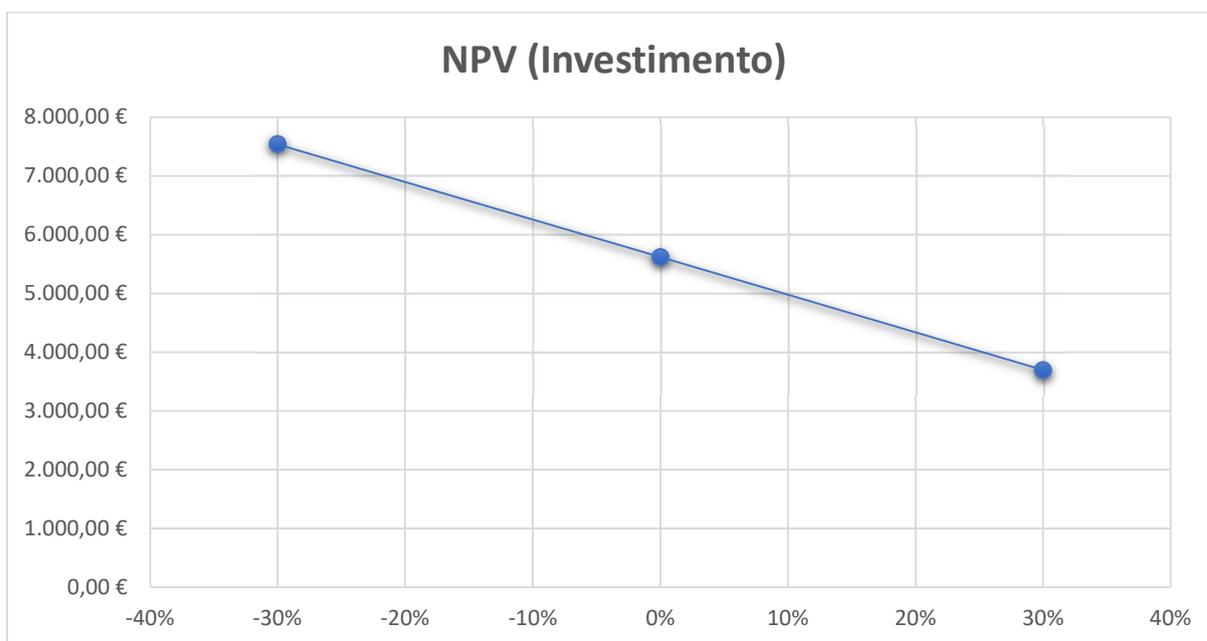


Figura 4.21 NPV in funzione del costo di investimento; impianto con collettori a tubi sottovuoto

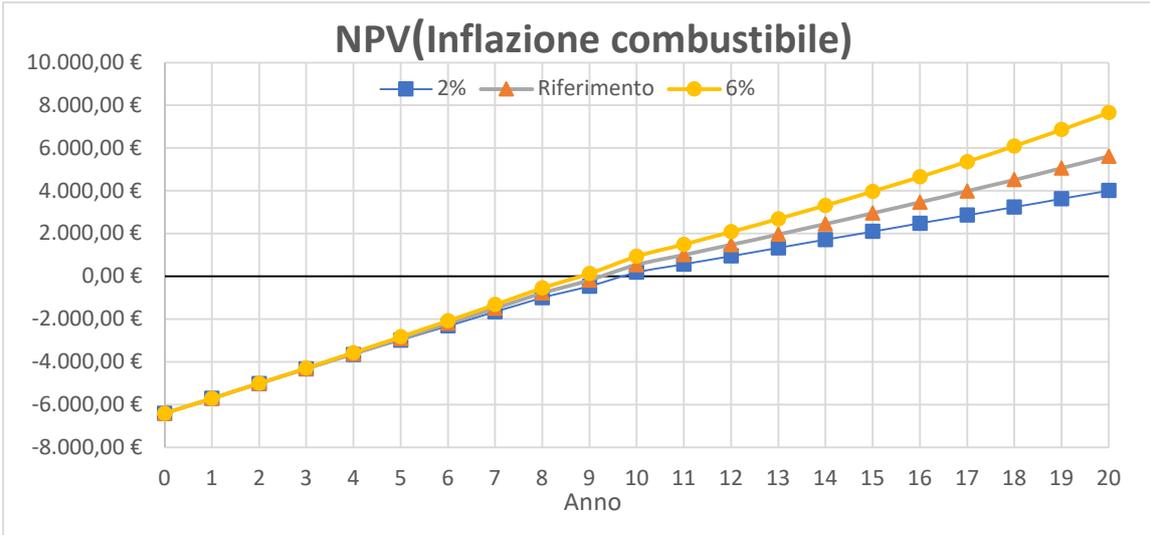


Figura 4.22 NPV calcolato per i diversi valori del tasso di inflazione del combustibile; impianto con collettori a tubi sottovuoto

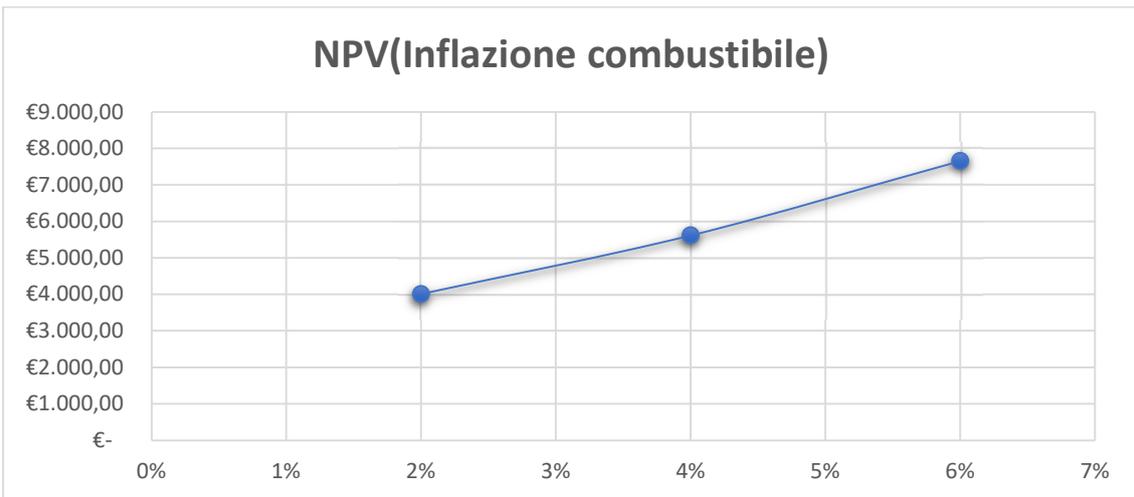


Figura 4.23 NPV in funzione del tasso di inflazione del combustibile; impianto con collettori a tubi sottovuoto

Il comportamento è il seguente:

-NPV diminuisce linearmente con la riduzione dei risparmi annui; il PBT risulta più lungo.

-Aumentando il costo dell'investimento, la curva del NPV si sposta verso il basso e presenta un PBT più lungo.

- Se il costo del combustibile aumenta negli anni, maggiori saranno anche i risparmi relativi alla vita dell'impianto e di conseguenza il PBT sarà più breve.

### Competitività tra le due configurazioni

Infine si effettua una analisi di competitività tra le due configurazioni di impianto (**Tab. 4.32**):

Migliore configurazione	Investimento [€]	Risparmio [€]	PBT	NPV - fine vita [€]	TIR	BCR
Piano vetrato	6.000,00 €	11.238,04 €	9	5.549,20 €	10,09%	1,924867
Tubi sottovuoto	6.405,00 €	11.614,48 €	10	5.619,28 €	9,77%	1,877327
Migliore	6.000,00 €	11.614,48 €	9	5.619,28 €	10,09%	1,924867

Tabella 4.32 Confronto in termini economici tra i due impianti

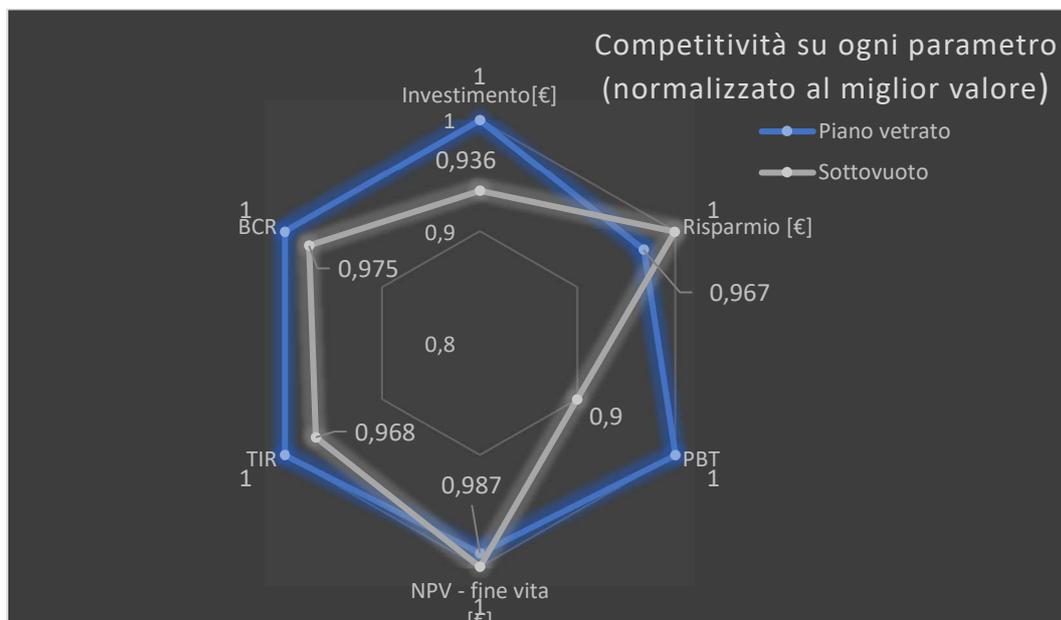


Figura 4.24 Competitività su ogni parametro economico tra le due configurazioni di impianto

Questo grafico in (**Fig. 4.24**), offre la possibilità di valutare immediatamente le caratteristiche dell'investimento per ciascun impianto. Il parametro *NPV* rappresenta la quantità di denaro che l'investitore avrà ottenuto alla fine del tempo di vita dell'impianto e quindi l'obiettivo è massimizzarlo; l'impianto a tubi sottovuoto prevalgono. Altri fattori che influenzano la scelta può essere scegliere la configurazione con il *TIR* più alto, in modo da avere un *PBT* più breve ed in questo caso prevale l'impianto a collettori piani vetrati. Al fine di avere un confronto indipendente dall'entità

dell'investimento iniziale, è stato introdotto l'indice di profittabilità (BCR), definito come il rapporto tra il denaro risparmiato ed il costo di investimento iniziale; su questo parametro prevale l'impianto a collettori piani vetrati. In conclusione, la migliore installazione da realizzare dal punto di vista dei ricavi è quella dell'impianto a tubi sottovuoto ma se si considerano alcune limitazioni, ad esempio del capitale disponibile, è necessario tener conto anche degli altri parametri.

## 5. Conclusione

Con il presente studio di tesi sono state analizzate partendo dallo stato dell'arte le diverse tecnologie esistenti degli impianti solari termici ed aspetti legati alla progettazione.

In particolare, è stata data enfasi sugli algoritmi che permettono lo sviluppo di un applicativo software per la progettazione degli impianti solari termici per produzione di acqua calda sanitaria e riscaldamento.

Si utilizzano principalmente le normative tecniche UNI/TS 11300-1-2-4 ed UNI 10349-1 per una corretta progettazione degli impianti. Il software predispone di un *database* grazie alla quale è possibile importare i dati meteorologici del luogo di installazione dell'impianto, cataloghi di collettori solari, serbatoi di accumulo, sistemi di back-up. Lo scopo del software è non solo quello di progettare un impianto solare termico, ma anche quello di capire quale delle soluzioni progettuali è più conveniente grazie alla funzionalità di analisi di sensitività presente nel modello di analisi economica.

Il caso di studio di un edificio residenziale è stato proposto per spiegare la metodologia adottata e la logica alla base del software. In particolare dopo aver importato i dati climatici del sito di installazione, utilizzando la normativa UNI 10349-1, ed i fabbisogni di energia termica grazie all'ausilio di "*Blumatica Energy*<sup>2</sup>", si procede con il calcolo degli angoli di tilt ed azimuth ottimali per l'installazione dei collettori solari sulla superficie del tetto. Scelto lo schema di impianto per produzione di ACS e riscaldamento, si analizzano due differenti configurazioni di cui il primo caso prevede l'installazione di collettori piani vetrati, ed il secondo collettori a tubi sottovuoto. Si determinano le producibilità delle due configurazioni di impianto solare termico utilizzando il metodo di calcolo "*f-chart*"

---

<sup>2</sup> Blumatica Energy è un software commerciale, certificato al CTI (Comitato Termotecnico Italiano) con protocollo n. 64, prodotto della software house Blumatica s.r.l, che consente di effettuare il calcolo energetico secondo le normative nazionali vigenti (UNI/TS 11300-1-2-3-4-5-6, UNI 10349-1).

presente in UNI/TS 11300-4 e successivamente si utilizza il modello di analisi economica con un'analisi di sensitività utilizzata come supporto alla decisione di investimento.

## 6. Bibliografia

- [1] *“Impianti ad energia rinnovabile”*, prof.G.Rizzo, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Salerno
- [2] *“Rapporto Brundtland 1987”*, dalla Commissione mondiale sull'ambiente e lo sviluppo (WCED), tratto da <https://www.isprambiente.gov.it/files/agenda21/1987-rapporto-brundtland.pdf>
- [3] *“Renewable Energy”*, BP Statistical Review of World Energy, tratto da <https://ourworldindata.org/>
- [4] *“Solar radiation”*, G.V. Fracastoro and M.Perino DENERG- Politecnico di Torino C.so Duca degli Abruzzi 24, 10129 Torino
- [5] *“Materiali per fotovoltaico (courtesy of Diego Pugliese)”*, M. Pavese, Applicazioni energetiche dei materiali
- [6] *“Pireliometro”*, Nesa, sistemi per monitoraggi ambientali e telecontrolli, tratto da <https://www.darrera.com/wp/es/producto/lppyrhe16-pirheliometro-primera-clase/>
- [7] *“File AxialTiltObliquity”*, tratto da <https://theconversation.com/water-ice-found-on-mercury-has-the-heavy-metal-planet-lost-its-edge-11085>
- [8] *“Solar angles”*, G.V. Fracastoro and M.Perino DENERG- Politecnico di Torino C.so Duca degli Abruzzi,24 10129 Torino
- [9] *“Solar collectors Part I”*, Prof. M.Simonetti, Prof. G.V. Fracastoro and Prof. M. Perino, DENERG-Politecnico di Torino, C.so Duca degli Abruzzi 24, 10129 Torino
- [10] *“Solare termico”*, blog nuova Clima s.r.l., tratto da <https://www.nuovaclima.com/blog/>
- [11] *“Materiali per la conversione della radiazione solare”*, M. Pavese, Applicazioni energetiche dei materiali
- [12] *“Solar collectors Part II”*, Prof. M.Simonetti, Prof. G.V. Fracastoro and Prof. M. Perino, DENERG-Politecnico di Torino, C.so Duca degli Abruzzi 24, 10129 Torino

- [13] *“Solar thermal”*, Ultimate Plumbing Services Ltd, tratto da <http://solarpanelspundoko.blogspot.com/2017/01/types-of-solar-panels.html>
- [14] *“Solar water thermal systems”*, G.V. Fracastoro and M.Perino DENERG- Politecnico di Torino C.so Duca degli Abruzzi 24, 10129 Torino
- [15] *“Vademecum solare termico”*, Zero CO<sub>2</sub>, MWN s.r.l., tratto da <https://www.0co2.it/>
- [16] *“Vaso di espansione”*, Consulente-Energia Web, tratto da <http://www.consulente-energia.com/av-come-dimensionare-il-vaso-di-espansione-solare-termico-impiego-del-vaso-di-espansione-e-suo-corretto-dimensionamento-capacita-in-litri-di-un-vaso-di-espansione-impianto-domestico.html>
- [17] *“Riscaldamento e raffrescamento degli edifici- Dati climatici- Parte 1: Medie mensili per la valutazione della prestazione termo-energetica dell’edificio e metodi per ripartire l’irradianza solare nella frazione diretta e diffusa e per calcolare l’irradianza solare su di una superficie inclinata”*, UNI 10349-1, Unistore
- [18] *“Prestazioni energetiche degli edifici, Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l’illuminazione in edifici non residenziali”*, UNI/TS 11300-2, Unistore
- [19] *“Prestazioni energetiche degli edifici, Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell’edificio per la climatizzazione estiva ed invernale”*, UNI/TS 11300-1, Unistore
- [20] *“Prestazioni energetiche degli edifici, Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria”*, UNI/TS 11300-4, Unistore
- [21] *“D. Lgs. 28/2011”*, G.S.E., “Legge ed altri atti normativi”, tratto da [https://www.gse.it/documenti\\_site/Documenti%20GSE/Servizi%20per%20te/CONTO%20ENERGIA/Normativa/\\_D.LGS+03032011+N.+28.PDF](https://www.gse.it/documenti_site/Documenti%20GSE/Servizi%20per%20te/CONTO%20ENERGIA/Normativa/_D.LGS+03032011+N.+28.PDF)

- [22] “Sistemi solari termici”, Catalogo Buderus, tratto da <https://www.buderus.com/it/it/ocs/residenziale/sistemi-solari-termici-757698-c/>
- [23] “Elementi di progettazione degli impianti solari termici”, Laboratorio Integrato di Progettazione Tecnica e Strutturale - IMPIANTI TECNICI , prof. Andrea Frattolillo
- [24] “Accumulatore di energia”, Catalogo Weishaupt, tratto da <https://www.weishaupt.it/presse/fachpresse/2013/weishaupt-kombi-speicher-wks>
- [25] “Collettori solari”, KME Solar Italy, tratto da <https://www.kme.com/it/>
- [26] “Impianti solari termici Manuale per la progettazione e costruzione”, Ambiente Italia, Istituto di ricerche, Ambiente Italia srl via Carlo Poerio 39 - 20129 Milano

## 7. Ringraziamenti

Con questo lavoro di tesi termino il percorso di laurea magistrale e raggiungo un nuovo traguardo.

Innanzitutto ringrazio il mio relatore di tesi, il prof. Marco Simonetti, in particolare per la sua disponibilità ed anche per il coinvolgimento e la passione trasmessa per la materia durante il corso di “Technology for renewable energy sources”.

Ringrazio anche il correlatore, l'Ing. Luca Coccozza, per la sua accoglienza e disponibilità fin dal primo giorno di stage in Blumatica.

Ringrazio i miei genitori, mio fratello Paolo e le mie sorelle Giorgia e Flavia, per la fiducia ed il sostegno che mi hanno sempre dato ed aver sempre creduto nelle mie capacità.

Un ringraziamento speciale va a mia nonna, Cecilia Maria Serafina Cerra, anche se non potrà assistere di persona in questo giorno speciale. La ringrazio per tutti i suoi insegnamenti, scientifici, morali ed educativi, grazie alla sua immensa cultura ed alla sua metodologia da professoressa ed alla sua passione da ex ricercatrice universitaria. Mi ha insegnato che nella vita la cultura è l'unica cosa che mai nessuno potrà sottrarci e che nulla è difficile ed impossibile ma basta semplicemente l'impegno e la dedizione. Grazie anche per tutte le volte che abbiamo discusso di argomenti scientifici e degli esami che dovevo o avevo sostenuto, mi hai aiutato ad aprire la mente e ad appassionarmi ancora di più al mondo della scienza. Questa volta non potrò chiamarla per dirle di aver superato un altro esame oppure festeggiare insieme per questo altro traguardo, ma sono sicuro che non ce ne sarà bisogno, sarà presente come lo è sempre stata. Non finirò mai di ringraziarla, *Nonna Lia*.

Ringrazio la mia fidanzata, Luisa, per la fiducia dimostrata nelle mie capacità fin dall'inizio ed esserci sempre stata con supporto giorno dopo giorno in tutto il percorso universitario e nelle situazioni più difficili.

Ringrazio i miei compagni di corso Ivan e Thomas, che fin dal primo giorno di università abbiamo legato in particolar modo e condiviso tante esperienze anche con progetti universitari.

Ringrazio i miei grandi amici Alberto ed Andrea, ormai *decennali*, sempre presenti grazie al legame formato negli anni ed anche alla condivisione delle tante passioni in comune.

Ringrazio Pietro, amico già da 18 anni per tutto il supporto che mi ha sempre dato ed anche Giovanni, mio amico dall'inizio degli studi ed anche coinquilino, per le giornate trascorse insieme.

For my foreigners friends: I want to thank my colleagues Rohith from India, Shixian and Chao from China, for allowing me to improve the English language and have new experiences in team work.

I also thank my friend Sami from Oman, a person who has helped and supported me in this period, always ready to listen to others and his great ability to deal with the most difficult situations.