



**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA**

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
DIPARTIMENTO DI FISICA TECNICA

**TESI DI LAUREA IN INGEGNERIA DEI PROCESSI INDUSTRIALI E  
DEI MATERIALI**

(Laurea triennale DM 270/04 – indirizzo Materiali)

**MISURE SPERIMENTALI SU COLLETTORI SOLARI  
TERMICI**

*Relatore: Prof. Davide Del Col*

*Correlatore: Ing. Marco Dai Prè*

*Laureando: CARLO BIANCON*

ANNO ACCADEMICO 2011 – 2012



# Indice

<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>Capitolo 1 - Il collettore solare piano termico</b>	<b>3</b>
1.1 <i>Caratteristiche costruttive</i>	3
1.2 <i>Efficienza di un collettore</i>	5
1.3 <i>La temperatura di stagnazione</i>	8
<b>Capitolo 2 - Apparato sperimentale</b>	<b>11</b>
2.1 <i>Descrizione della strumentazione</i>	11
2.2 <i>Collettori utilizzati</i>	14
2.3 <i>Trattamenti superficiali selettivi</i>	17
<b>Capitolo 3 - Prove di stagnazione</b>	<b>19</b>
3.1 <i>Procedura di prova</i>	19
3.2 <i>Risultati sperimentali</i>	19
<b>Capitolo 4 - Prove di perdite di carico</b>	<b>29</b>
4.1 <i>Procedura di prova</i>	29
4.2 <i>Risultati sperimentali</i>	29
4.3 <i>Perdite di carico di un impianto</i>	30
<b>Conclusioni</b>	<b>35</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>37</b>
<b>Bibliografia</b>	<b>39</b>



# Introduzione

I sistemi solari attivi si possono dividere in due categorie: i sistemi che convertono l'energia solare in energia termica e i sistemi che convertono energia solare direttamente in energia elettrica. Per convertire l'energia solare in energia termica si possono utilizzare due dispositivi: il collettore solare piano oppure il collettore solare a tubi evacuati. In questa tesi verranno presentate prove sperimentali effettuate su collettori solari piani.

Si sono svolte delle misure per determinare la temperatura di stagnazione di collettori solari piani. La temperatura di stagnazione è la temperatura raggiunta dal collettore solare quando si raggiunge l'equilibrio tra la potenza per radiazione solare e il flusso termico dissipato, senza produzione di potenza termica utile.

I dati sperimentali di temperatura di stagnazione raccolti sono stati confrontati con i dati calcolati con una formula analitica descritta in Kalogirou (2006).

Si sono inoltre svolte delle prove per misurare le perdite di carico attraverso un collettore solare piano. Queste prove sono state effettuate su un collettore con assorbitore roll-bond ed un collettore con assorbitore ad arpa di ugual area di apertura. Le misure ottenute sono state misurate tra loro.



# Capitolo 1

## Il collettore solare piano termico

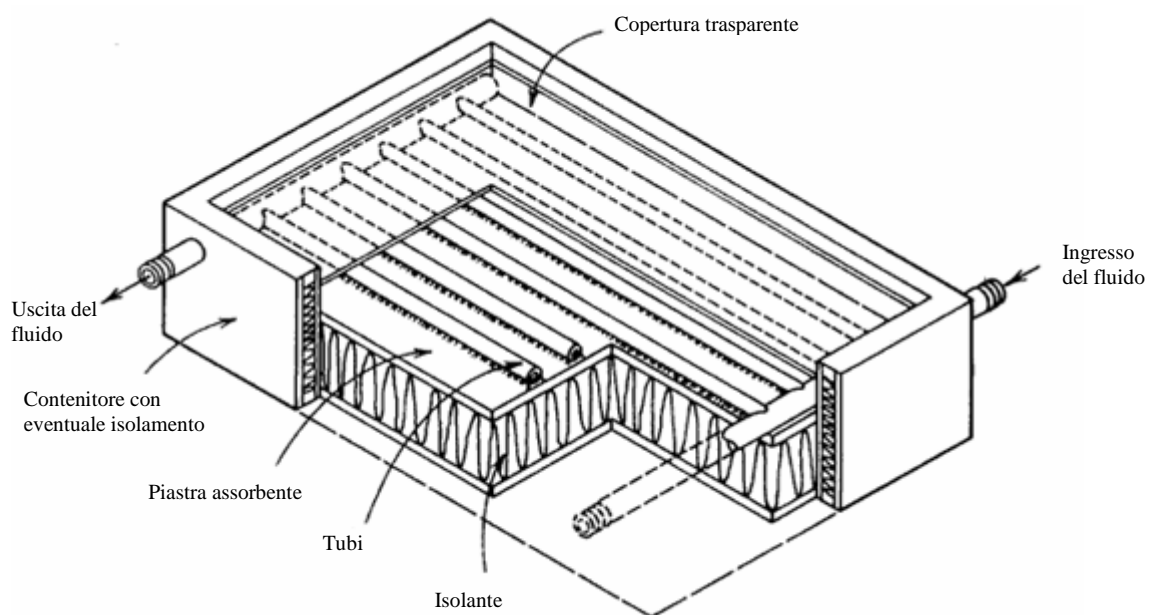
### 1.1 Caratteristiche costruttive

Il pannello solare termico, o collettore solare, è un dispositivo il cui obiettivo è la trasformazione della radiazione solare in energia termica. Questa energia verrà poi trasferita al fluido da riscaldare (generalmente acqua sanitaria e per il riscaldamento) attraverso uno scambiatore di calore.

Per raggiungere tale obiettivo si possono usare collettori solari piani oppure collettori solari a tubi evacuati. In questo lavoro verrà analizzato il collettore solare piano.

Come si può vedere in Fig. 1.1, un collettore solare piano è composto:

- da una piastra assorbente, solitamente metallica, che assorbe l'energia solare e la trasferisce ad un fluido termovettore che scorre nei tubi;
- da uno strato di materiale isolante posto sul retro della piastra per limitare le dispersioni termiche;
- da una o più coperture trasparenti che limitano le dispersioni termiche per convezione e radiazione;
- da un contenitore che serve da supporto.



**Figura 1.1 - Esempio di collettore solare piano**

La piastra assorbente deve avere una buona conducibilità termica: il rame e l'alluminio sono i materiali più utilizzati. Nonostante abbia una conducibilità termica di  $400\text{W}/(\text{m K})$  contro i  $240\text{W}/(\text{m K})$  dell'alluminio, il rame non sempre è preferito all'alluminio a causa del costo superiore.

L'alluminio, per ovviare alla minor conducibilità termica, viene impiegato in spessori maggiori rispetto al rame per ottenere valori di scambio termico con il fluido termovettore analoghi a quelli del rame.

La piastra viene trattata superficialmente, ad esempio applicando una vernice (selettiva o non). La vernice può essere una semplice vernice acrilica nero opaca oppure una vernice selettiva, cioè una vernice molto assorbente nello spettro solare, ma con un basso coefficiente di emissività  $\epsilon$  nello spettro infrarosso (tra lo 0.03 e lo 0.12), per ridurre le perdite dovute all'irraggiamento.

In genere i collettori presentano piastre con configurazione "ad arpa", cioè con i tubi saldati alla piastra parallelamente tra loro. In questo lavoro si sono analizzati anche collettori con piastra roll-bond. Il roll-bond è un processo di produzione che permette la realizzazione di piastre variamente canalizzate utilizzando una tecnica di giunzione (bonding) di un sandwich, formato da due fogli di alluminio, attraverso la laminazione (rolling). I percorsi e le dimensioni dei canali ottenuti sui pannelli vengono determinati da una operazione di stampa serigrafica che avviene su una delle superfici interne del sandwich di alluminio. La giunzione delle due superfici interne del sandwich avviene combinando temperatura (preriscaldamento del sandwich) e pressione (laminazione a caldo). Le due superfici non si saldano nella zona in cui è stato depositato lo speciale inchiostro in fase di stampa, determinando così dei percorsi interni al sandwich di zone non saldate. Queste zone possono essere sollevate insufflando aria ad alta pressione, creando percorsi canalizzati.

L'isolante deve presentare una bassa conduttività termica, resistenza nel tempo e resistenza a temperature fino a  $200\text{ °C}$  senza deteriorare le sue proprietà isolanti.

I materiali più adatti sono la lana di vetro e la lana di roccia con una conduttività termica attorno allo  $0.05\text{ W}/(\text{m K})$ .

La copertura trasparente deve garantire un'elevata trasparenza alla radiazione solare e ridotta trasparenza alla radiazione infrarossa, in modo da limitare la dispersione per radiazione. Queste caratteristiche vengono soddisfatte dal vetro, dal policarbonato e da altre materie plastiche trasparenti. Il materiale più diffuso risulta il vetro.

La copertura trasparente crea uno strato d'aria tra piastra e copertura in modo da ridurre le dispersioni per convezione. Questa intercapedine d'aria non supera mai i 3-4 cm



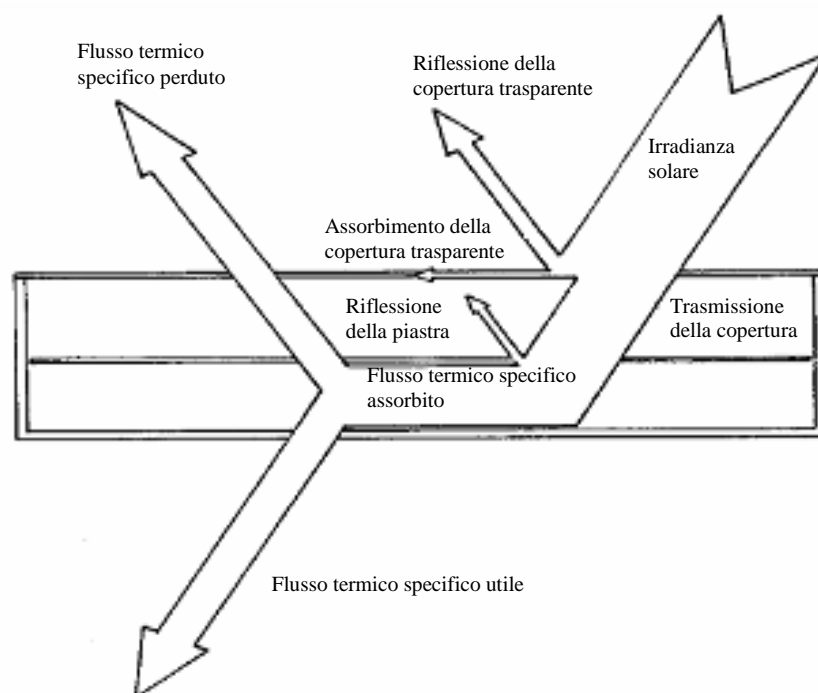
poiché altrimenti vengono generati moti convettivi che quindi aumentano le dispersioni termiche.

Il contenitore deve impedire l'ingresso di umidità nel collettore, la quale potrebbe provocare corrosioni e potrebbe creare un velo di condensa che andrebbe a ridurre la quantità di energia entrante.

Per questi motivi si applica del sigillante (di solito di tipo siliconico) tra copertura trasparente e contenitore.

Il fluido termovettore solitamente utilizzato è l'acqua, che presenta buone caratteristiche di scambio termico, non tossicità, basso costo e stabilità nel tempo. All'acqua viene aggiunto dell'antigelo, solitamente glicole etilenico o propilenico, per risolvere il problema del congelamento. Si possono aggiungere anche inibitori alla corrosione.

## 1.2 Efficienza di un collettore



**Figura 1.2 - Bilancio energetico di un collettore**

Come descritto da Lazzarin (1981), ammettendo che, in condizioni di regime, sia nulla la variazione di energia interna, si ha che il flusso termico specifico utile raccolto per unità d'area del collettore  $q_u$  può essere definito dalla differenza tra il flusso termico

specifico assorbito  $q_a$  e il flusso termico specifico perduto  $q_p$ , come mostrato in Fig. 1.2.

Indicando con  $T_p$  la temperatura media della piastra, con  $T_{amb}$  la temperatura ambiente, con  $U_c$  il coefficiente di dispersione termica del collettore e con  $q_p$  il flusso termico specifico perduto si ha:

$$q_p = U_c (T_p - T_{amb}) \quad (1.1)$$

Indicando con  $I_\beta$  l'intensità della radiazione incidente sul piano del collettore, con  $(\tau\alpha)$  il prodotto effettivo trasmissività-assorbimento e con  $q_a$  il flusso termico specifico assorbito si ha:

$$q_a = (\tau\alpha)I_\beta \quad (1.2)$$

Quindi, combinando le relazioni (1.1) e (1.2), si ottiene:

$$q_u = (\tau\alpha)I_\beta - U_c (T_p - T_{amb}) \quad (1.3)$$

Il calcolo del flusso termico specifico utile con la precedente equazione risulta tuttavia problematico per la presenza al secondo membro della temperatura della piastra  $T_p$ , di difficile determinazione.

A tale scopo si preferisce utilizzare l'equazione di Bliss, che consente il calcolo del flusso termico specifico utile attraverso l'uso della temperatura di ingresso del fluido nel collettore  $T_{in}$ , in sostituzione della  $T_p$ :

$$q_u = F_R [(\tau\alpha)I_\beta - U_c (T_{in} - T_{amb})] \quad (1.4)$$

Nell'equazione (1.4) con  $F_R$  viene indicato il fattore di asporto termico, definito come il rapporto fra il  $q_u$  effettivo (con  $T_p > T_{amb}$ ) e quello ideale (con  $T_p = T_{amb}$ , cioè con una superficie di scambio piastra-fluido infinitamente estesa).

L'efficienza istantanea  $\eta$  di un collettore solare viene definita come il rapporto tra il flusso termico specifico  $q_u$  raccolto in un certo periodo di tempo e l'irradianza solare incidente  $I_\beta$  nello stesso periodo:

$$\eta = \frac{q_u}{I_\beta} = F_R (\tau\alpha) - \frac{F_R U_c (T_{in} - T_{amb})}{I_\beta} \quad (1.5)$$

Considerando costanti i valori di  $F_R(\tau\alpha)$  e  $F_R U_c$ , l'efficienza  $\eta$  risulta funzione solo di  $(T_{in} - T_{amb})/I_\beta$ . L'efficienza sarebbe rappresentabile come una retta con intercetta  $F_R(\tau\alpha)$  e con coefficiente angolare  $F_R U_c$ ; in realtà  $U_c$  non è costante, ma varia al variare di  $(T_{in} - T_{amb})/I_\beta$  in quanto variano le dispersioni termiche.

La normativa UNI EN 12975-2:2006, invece, descrive il comportamento dell'efficienza istantanea come:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot T_m^* - a_2 \cdot I_\beta \cdot (T_m^*)^2 \quad (1.6)$$

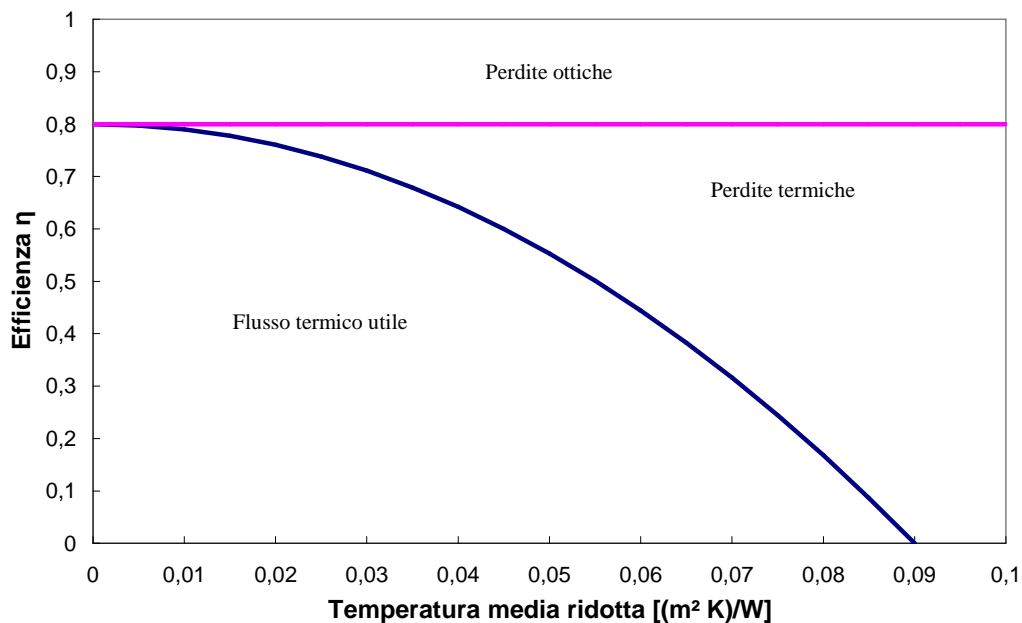
dove  $\eta_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$  sono dei coefficienti numerici, mentre  $T_m^*$  è la temperatura media ridotta, definita come:

$$T_m^* = \frac{\frac{T_{in} + T_{out}}{2} - T_{amb}}{I_\beta} = \frac{T_m - T_{amb}}{I_\beta} \quad (1.7)$$

in cui  $T_m$  è la temperatura media del fluido termovettore,  $T_{out}$  è la temperatura di uscita del fluido e  $T_{amb}$  è la temperatura ambiente.

Il termine  $\eta_0$  definisce le perdite ottiche per riflessione della superficie vetrata e per mancato assorbimento della piastra.

In Fig. 1.3 viene mostrato un esempio di curva di efficienza.



**Figura 1.3 – Andamento dell'efficienza al variare della temperatura media ridotta**

### ***1.3 La temperatura di stagnazione***

All'intersezione della retta d'efficienza con l'asse delle ascisse, fissate  $T_{amb}$  e  $I_{\beta}$ , si trova la temperatura di stagnazione, ovvero la temperatura raggiunta dal collettore quando l'energia solare in ingresso è uguale a quella ceduta all'ambiente e non vi è produzione di calore utile.

La temperatura di stagnazione viene raggiunta prevalentemente nelle giornate di forte insolazione quando non c'è prelievo di acqua dal bollitore (quindi nel periodo di montaggio, manutenzione, vacanza o blackout elettrico che arresta la pompa di circolazione).

Il calore non più smaltito dal fluido termovettore, si accumula quindi nel pannello e vengono raggiunte alte temperature, tra i 180 e i 210°C per i collettori solari piani secondo Hausner e Fink (2002). Questo ha effetti negativi sul liquido antigelo, che può formare acidi organici corrosivi, e in generale su tutti i componenti costruttivi che subiscono dilatazioni; si può avere deterioramento delle guarnizioni e invecchiamento precoce dei materiali soprattutto a causa dell'evaporazione ed espansione del fluido termovettore.

Come spiegato in Hausner e Fink (2002), il fenomeno della stagnazione può essere suddiviso in cinque parti:

1. aumento della temperatura che causa l'espansione del fluido termovettore nel collettore;
2. formazione di vapore saturo che spinge il fluido termovettore fuori dal collettore;
3. svuotamento del collettore a causa dell'ebollizione del fluido termovettore; la temperatura di ebollizione raggiunge circa i 130 °C a causa della pressione (dai 1,5 ai 3,5 bar), ponendo tutti i componenti dell'impianto sotto stress;
4. svuotamento del collettore a causa del surriscaldamento del vapore formatosi;
5. riempimento del collettore al raggiungimento di temperature al di sotto di quella di ebollizione, cioè non appena si riduce la radiazione solare (la pompa di circolazione si blocca per sicurezza a 95 °C).

Il problema della temperatura di stagnazione finora è stato risolto con:

- ombreggiatura dei pannelli;
- installazione di un drain-back system, cioè una circolazione forzata di fluido termovettore al superamento di una data temperatura;
- installazione di un circuito secondario per la dispersione del calore in eccesso;
- installazione di una copertura trasparente che diventa totalmente riflettente al raggiungimento della temperatura di ebollizione del fluido termovettore, come descritto in Slaman e Griessen (2009);

- installazione di un pannello dotato di un canale di ventilazione che si apre al raggiungimento di una data temperatura, come descritto in Harrison et al. (2002);
- installazione di un sistema che pone in contatto la copertura trasparente con la piastra assorbente al raggiungimento di una data temperatura.

La previsione della temperatura di stagnazione può essere ottenuta dalla (1.6), come indicato in Kalogirou (2006), ottenendo:

$$T_{STAG} = T_{amb} + \frac{\left(-a_1 + \sqrt{a_1^2 - \eta_0 a_2 I_\beta}\right)}{2a_2} \quad (1.8)$$

dove  $T_{STAG}$  è la temperatura di stagnazione calcolata ponendo l'efficienza istantanea del collettore  $\eta$  uguale a zero.



# Capitolo 2

## Apparato sperimentale

### *2.1 Descrizione della strumentazione*

Tutto l'apparato sperimentale è posizionato sul tetto piano del Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università degli Studi di Padova.

Sono presenti 2 serbatoi da 200 l. Il primo serbatoio riceve l'acqua in uscita dai collettori, mentre il secondo la invia all'entrata dei collettori. Tra i due serbatoi è interposto uno scambiatore di calore che raffredda l'acqua in uscita dal primo serbatoio ad una temperatura di circa 17 °C attraverso dell'acqua di pozzo, per poi mandarla al secondo serbatoio che, essendo dotato di quattro resistenze elettriche, riesce ad inviare ai collettori l'acqua a differenti temperature.



**Figura 2.1 - Impianto e apparato sperimentale**

Per le misure di temperatura di stagnazione sono state utilizzate delle termocoppie di tipo T, rame-costantana (la costantana è una lega rame-nichel) applicate sul retro delle piastre dei collettori. Le termocoppie sfruttano l'effetto Seebeck, che prevede che in un circuito formato da due conduttori di natura differente, sottoposto a un gradiente di temperatura, si instauri una differenza di potenziale. Una termocoppia, quindi, è costituita

da una coppia di conduttori elettrici di diverso materiale uniti tra loro in un punto, detto giunzione. La giunzione tra i due conduttori, chiamata giunto caldo, viene posta nel punto di cui si vuole misurare la temperatura.

L'altra estremità, costituita dalle estremità libere dei due conduttori, è convenzionalmente chiamata giunto freddo.

Quando esiste una differenza di temperatura tra la zona del giunto caldo e la zona del giunto freddo, si può rilevare una differenza di potenziale elettrico tra le estremità libere della termocoppia in corrispondenza del giunto freddo. Tale valore di potenziale elettrico è funzione diretta della differenza di temperatura.

Queste termocoppie sono state poste a metà e a tre quarti dell'altezza dei collettori, a metà della larghezza.

Sono presenti sei termoresistenze di tipo Pt100 per le misure di temperatura. Le termoresistenze sfruttano la variazione della resistività di alcuni materiali al variare della temperatura. All'aumentare della temperatura aumenta la resistività del materiale conduttore e di conseguenza aumenta la sua resistenza. Vengono misurate le temperature in ingresso e in uscita dai collettori, la temperatura ambiente e la temperatura dell'acqua in ingresso al serbatoio 2.

Per le misure di perdite di carico sono stati utilizzati due misuratori di portata. Il primo è un misuratore di portata massica ad effetto Coriolis. Il principio di misura si basa sul fatto che la portata massica di fluido è proporzionale allo spostamento del tubo in cui scorre il fluido stesso causato dalla forza di Coriolis in seguito a vibrazioni indotte. Il secondo misuratore è di tipo magnetico e misura la portata volumetrica. Questo strumento è costituito da un tubo di materiale ceramico, quindi elettricamente isolante, e da un avvolgimento a bobina di materiale conduttore. Quando l'avvolgimento è alimentato da corrente elettrica esso crea un campo magnetico. Per effetto della legge di Faraday, se nel tubo scorre un fluido con una certa conducibilità elettrica, in esso si genera una differenza di potenziale, causata dal campo magnetico, proporzionale alla velocità del fluido stesso.

L'impianto è dotato di quattro piranometri per la misura dell'irradianza solare. Il principio di funzionamento dei piranometri si basa su una termopila (cioè più termocoppie disposte in serie) che misura la differenza di temperatura tra una superficie esposta alla radiazione ed una ombreggiata. La differenza di temperatura genera ai capi della termopila una differenza di potenziale elettrico, dovuta all'effetto Seebeck. Vengono misurate l'irradianza sul piano dei collettori, l'irradianza globale sul piano orizzontale e l'irradianza diffusa sul piano orizzontale.

In questo lavoro si è considerata solo l'irradianza sul piano dei collettori: questa viene effettuata tramite un piranometro Kipp & Zonen CM 11, mostrato in Fig. 2.5.





**Figura 2.5 – Piranometro per la misura della radiazione sul piano dei collettori**

È presente un misuratore di pressione differenziale Hendress Hauser Deltabar S PMD75 (Fig.2.6) che misura le perdite di carico nei collettori. Il principio di funzionamento si basa sull'effetto piezoresistivo, cioè la capacità di un semiconduttore di variare la sua resistività se sottoposto a sollecitazione meccaniche (flessione, trazione, compressione, etc.). Nel misuratore di pressione differenziale una membrana è sottoposta alla pressione del tubo in entrata, mentre un'altra membrana è sottoposta alla pressione del tubo in uscita. A queste membrane sono collegate delle bande estensometriche che subiscono una deflessione dovuta alla pressione e, quindi, cambiano il loro valore di resistenza grazie all'effetto piezoresistivo. Infine viene rilevata questa variazione proporzionale alla pressione differenziale. I dati rilevati hanno un incertezza di 20 Pa in un intervallo di confidenza del 95%.



**Figura 2.6 – Misuratore di pressione differenziale**

Infine un anemometro (Fig. 2.7) misura la velocità del vento sul piano orizzontale, la quale influenza le dissipazioni di calore dei collettori verso l'aria ambiente.

I valori misurati vengono acquisiti da due diverse apparecchiature: un data logger Babuc ABC acquisisce i valori di velocità del vento, irradianza solare globale sul piano orizzontale e diffusa sul piano orizzontale; un data logger Agilent 34970A acquisisce tutti i valori di temperatura misurati, le portate di fluido e l'irradianza solare sul piano dei collettori.



**Figura 2.7 - Anemometro**

## ***2.2 Collettori utilizzati***

Sono state analizzate le prestazioni di tre differenti collettori, realizzati con tecnologie e materiali differenti.

I collettori solari studiati sono posti su una struttura metallica la cui angolazione è regolabile, rivolti a sud-ovest, con angolo azimut di circa 10°.

Per le prove in esame l'angolo dei collettori con il piano orizzontale è stato posto a 45°.

Tutti i collettori presentano le stesse dimensioni di ingombro:

- lunghezza totale 1856 mm;
- larghezza totale 1086 mm;
- profondità 75 mm;
- area di apertura 1.81 m<sup>2</sup> ;
- area dell'assorbitore 1.76 m<sup>2</sup>.

Anche la copertura vetrata è la medesima per tutti i collettori: si tratta di una lastra di vetro con spessore di 3.2 mm, con fattore di trasmissione pari a 0.914.

L'isolante nella zona posteriore è lana di roccia, con un coefficiente di conducibilità termica di  $0.037 \text{ W/(m K)}$ .

Il fluido termovettore che scorre all'interno dei collettori è acqua, senza liquido antigelo.

Di seguito si presentano le caratteristiche di ciascun collettore.

## Collettore 1

Si tratta di un collettore (Fig.2.2) con configurazione ad arpa. E' dotato di una piastra assorbente in rame, verniciata con una semplice vernice nera opaca, con coefficiente di assorbimento  $\alpha$  pari a 0.96 e coefficiente di emissività  $\epsilon$  pari a 0.96. Sotto la piastra sono saldati dieci tubi di sezione circolare, anch'essi in rame, in parallelo fra loro. La verniciatura è stata effettuata dopo la saldatura.



**Figura2.2 – Collettore 1**

## Collettore 2

Si tratta di un collettore (Fig.2.3) con piastra roll-bond in alluminio. Esso è dotato di due circuiti principali in parallelo, ognuno dei quali ha 14 canalizzazioni equamente distanziate, per un totale di 28 canalizzazioni. I canali hanno una forma ellittica. Il collettore è verniciato con una vernice semi-selettiva con coefficiente di assorbimento  $\alpha$  pari a 0.87 e coefficiente di emissività  $\epsilon$  pari a 0.35.



**Figura2.3 - Collettore 1**

### **Collettore 3**

Si tratta di un collettore (Fig.2.4) con configurazione ad arpa. La piastra assorbente è realizzata in alluminio. La superficie della piastra è dotata di un trattamento superficiale selettivo che determina un coefficiente di assorbimento  $\alpha$  pari a 0.95 e un coefficiente di emissività  $\varepsilon$  pari a 0.04. Sotto la superficie sono saldati, attraverso una saldatura ad ultrasuoni dieci tubi in alluminio in parallelo tra loro.



**Figura 2.4 - Collettore 3**

## ***2.3 Trattamenti superficiali selettivi***

La funzione principale di un trattamento superficiale selettivo applicato alla piastra assorbente riguarda la riduzione delle perdite del collettore per radiazione infrarossa verso l'ambiente, senza impedire un assorbimento ottimale della radiazione solare. Questo è possibile poiché la radiazione infrarossa possiede una lunghezza d'onda differente rispetto alla radiazione solare.

Ad oggi i materiali più utilizzati per gli strati assorbenti selettivi sono ossidi metallici, come l'ossido di cromo (detto cromo nero), l'ossido di nickel e l'ossido di titanio.

I processi di applicazione sono molteplici a seconda del materiale da applicare e della piastra assorbente su cui applicarlo. Il cromo nero, ad esempio, viene applicato elettroliticamente oppure per immersione. Il "Tinox" (materiale di rivestimento costituito prevalentemente da titanio), utilizzato nel collettore 3, viene depositato attraverso un processo detto PVD (Physical Vapour Deposition) mediante sputtering. In questo processo il materiale di rivestimento viene inserito in una camera come catodo sottoforma di una lastra. Successivamente viene creato il vuoto nella camera e viene introdotto un gas di processo (solitamente argon). In seguito all'applicazione di un elevato voltaggio, gli ioni positivi del gas vengono accelerati verso il catodo negativo dove espellono gli atomi della lastra (sputtering) che successivamente si depositano e si condensano sul substrato, cioè sulla piastra assorbente del collettore.



# Capitolo 3

## Prove di stagnazione

### *3.1 Procedura di prova*

Le prove hanno riguardato la misura della temperatura raggiunta dalla piastra dei collettori durante una giornata (8 ore circa) di irradianza solare incidente.

Come procedura preliminare alle prove, si sono accese le pompe per far circolare fluido termovettore nei collettori in modo da portare tutti i collettori alla medesima temperatura. Poi i collettori sono stati scoperti dall'isolante e dai teli; le superfici vetrate sono state pulite per eliminare eventuale sporcizia o umidità che potrebbe ridurre l'energia solare entrante nei collettori. I teli servono per proteggere i collettori dagli agenti atmosferici e da eventuali fonti di sporcizia, mentre l'isolante serve a prevenire il fenomeno della stagnazione nel periodo in cui non vengono effettuate prove sperimentali.

Successivamente le pompe vengono spente e i collettori vengono svuotati dal fluido termovettore. Vengono chiuse le valvole dei tubi di collegamento con l'impianto all'ingresso e all'uscita dei collettori, mentre rimangono aperte le valvole dei tubi di output. I tubi di output hanno un'estremità collegata all'uscita dei collettori e l'altra estremità libera in ambiente. Essi servono ad evitare danneggiamenti che verrebbero provocati dall'evaporazione ed espansione dell'acqua residua nei collettori.

Le prove sono da considerarsi valide se l'irradianza solare non viene interessata dalla presenza di eventuali nuvole, nebbia, etc.

Durante le prove gli acquisitori raccolgono le misure di temperatura delle termocoppie e delle termoresistenze e di irradianza del piranometro.

Infine le curve di temperatura ottenute dalle misure sono state confrontate con le curve ottenute utilizzando la correlazione di Kalogirou (2006), descritta nel paragrafo 1.3.

### *3.2 Risultati sperimentali*

Sono state effettuate diverse prove sperimentali per misurare la temperatura raggiungibile dalle piastre dei collettori con flusso di fluido termovettore nullo.

In questa tesi vengono presentate le due prove più significative, poiché alcune prove sono andate incontro ad inconvenienti che hanno compromesso i dati ottenuti. Tra gli inconvenienti incontrati si ricordano: le giornate nuvolose e fosche, le giornate con

nuvole passeggere, le giornate con elevata umidità e quindi scarsa luce diretta e abbondante luce diffusa.

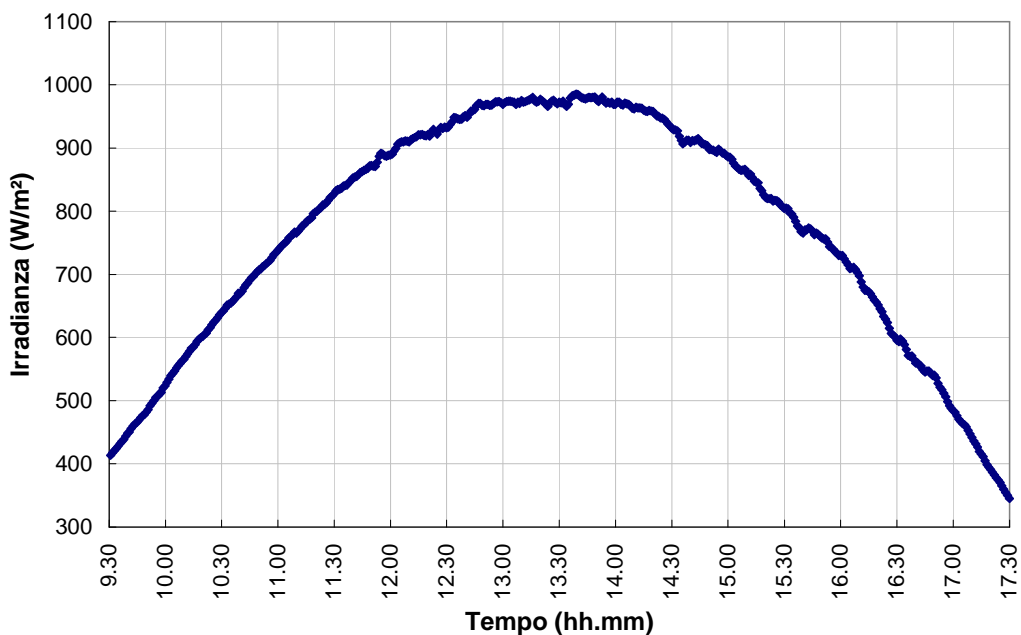
Per ogni prova verranno presentati i grafici dell'irradianza solare e della temperatura ambiente, poiché sono i parametri da cui dipende la relazione di Kalogirou (2006), e i grafici delle temperature misurate confrontate con le temperature calcolate.

Si noterà come l'andamento delle temperature delle piastre dei collettori siano assimilabili all'andamento della radiazione diretta incidente per entrambe le prove qui illustrate.

### Prova del 26/9/2011

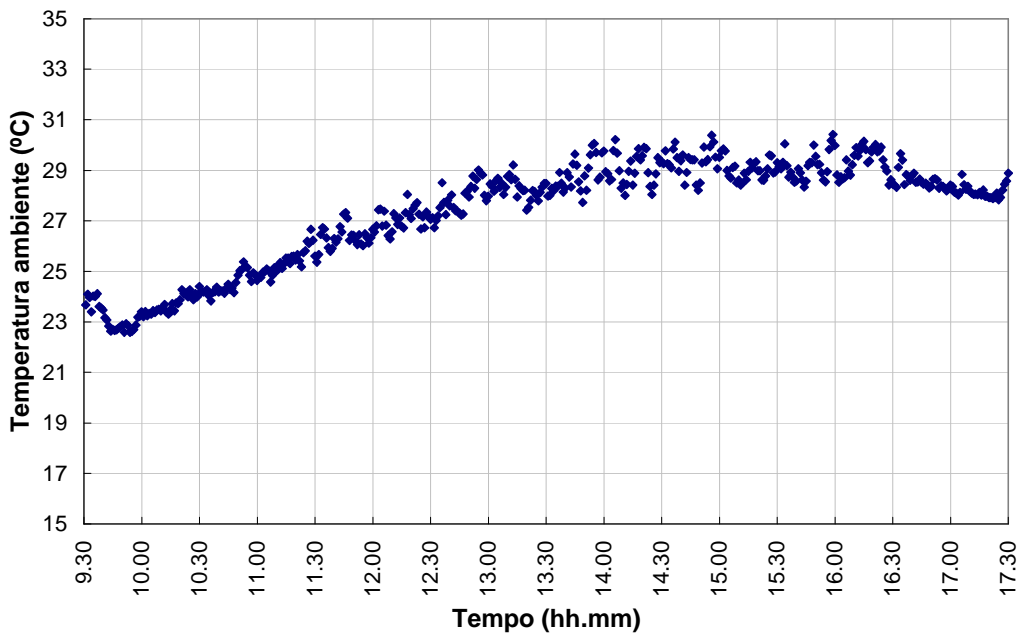
In questa prova sono state misurate le temperature della piastra del collettore 1 e del collettore 2 a tre quarti dell'altezza.

In Fig. 3.1 e 3.2 vengono presentati rispettivamente gli andamenti dell'irradianza e della temperatura ambiente.



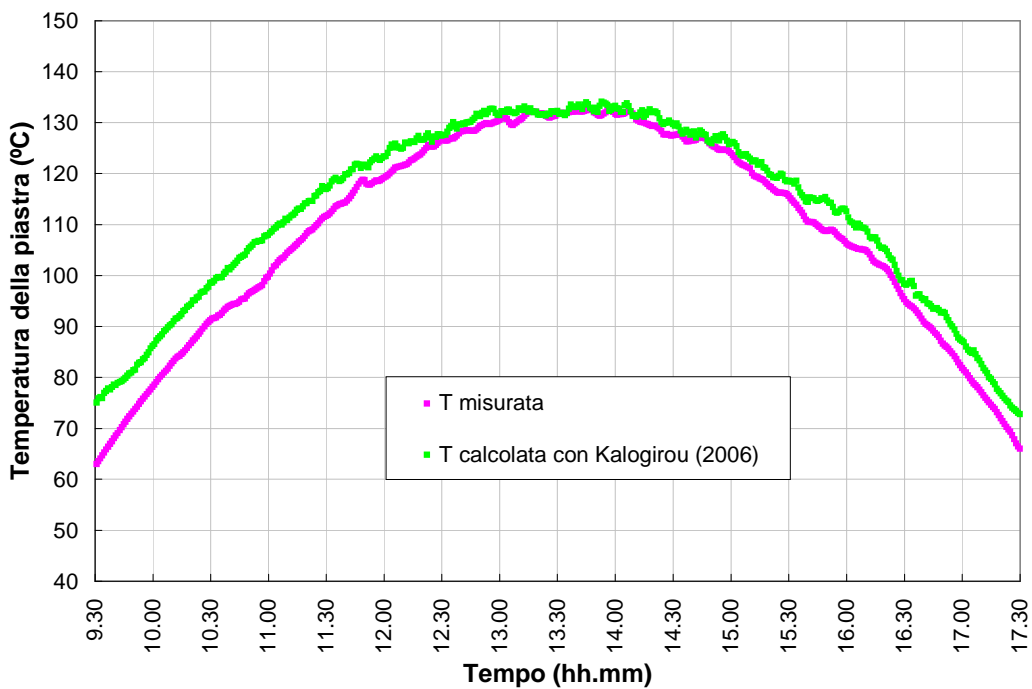
**Figura 3.1 – Andamento dell'irradianza solare sul piano dei collettori – 26/9**



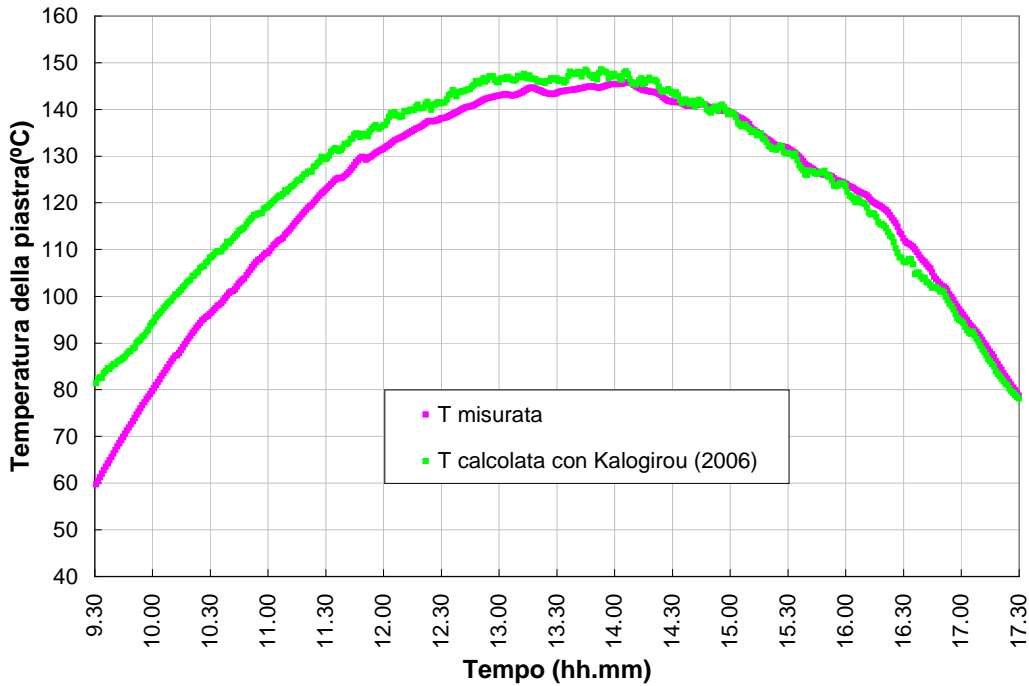


**Figura 3.2 – Andamento della temperatura ambiente – 26/9**

In Fig. 3.3 e 3.4 vengono confrontate le misure delle temperatura misurate a tre quarti della piastra con la curva risultante dalla relazione di Kalogirou (2006).



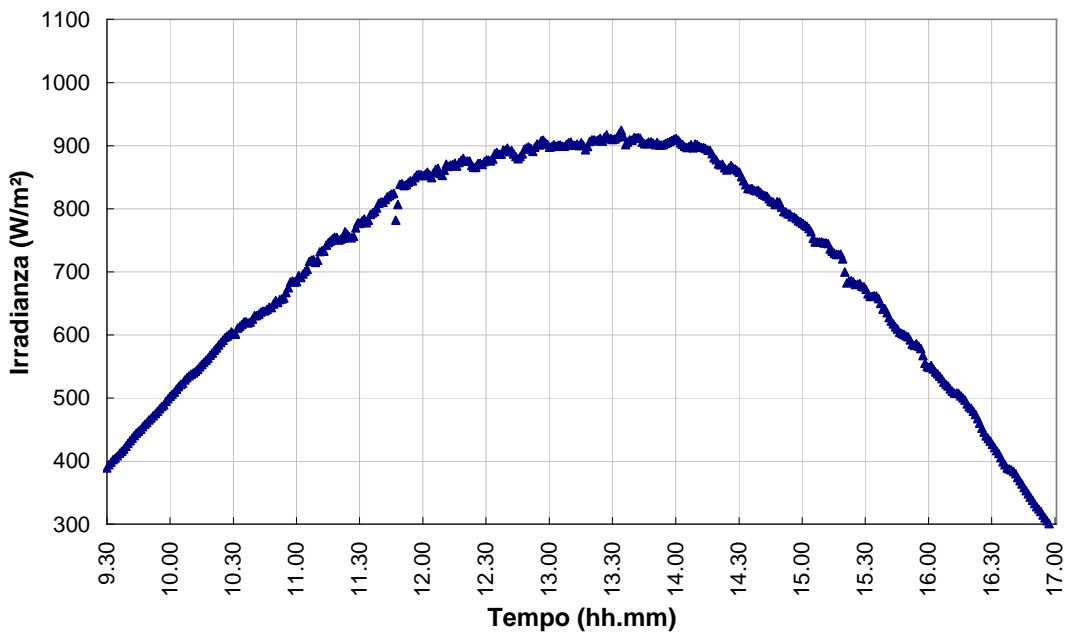
**Figura 3.3 - Andamento delle temperatura del collettore 1 – 26/9**



**Figura 3.4 – Andamento delle temperatura del collettore 2 – 26/9**

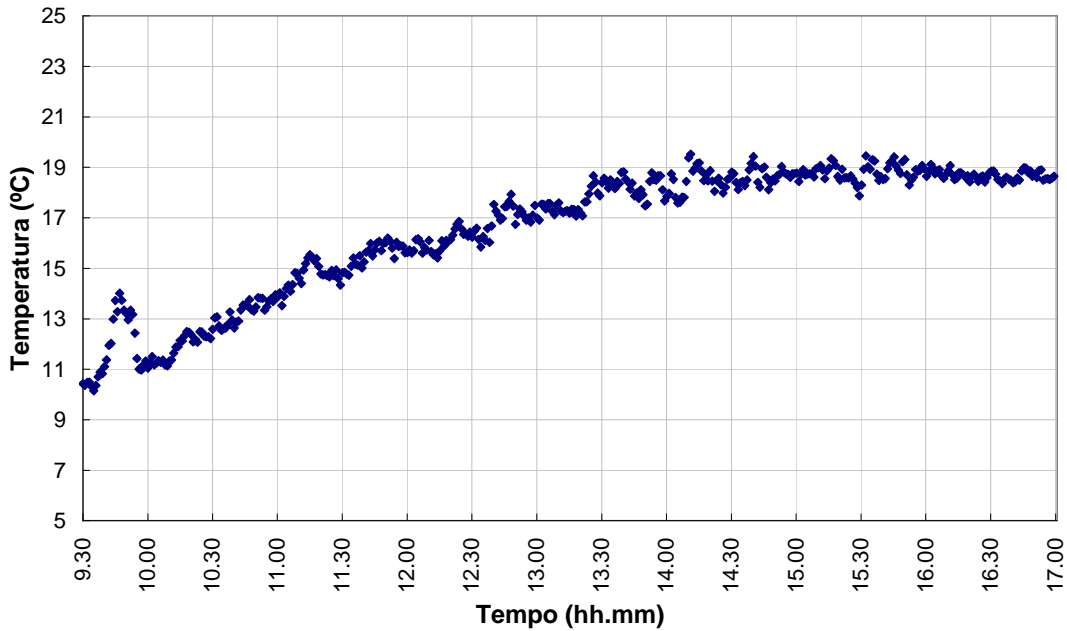
Prova del 18/10/2011

In questa prova sono state misurate le temperature della piastra di tutti e tre i collettori sia a metà che a tre quarti dell'altezza.



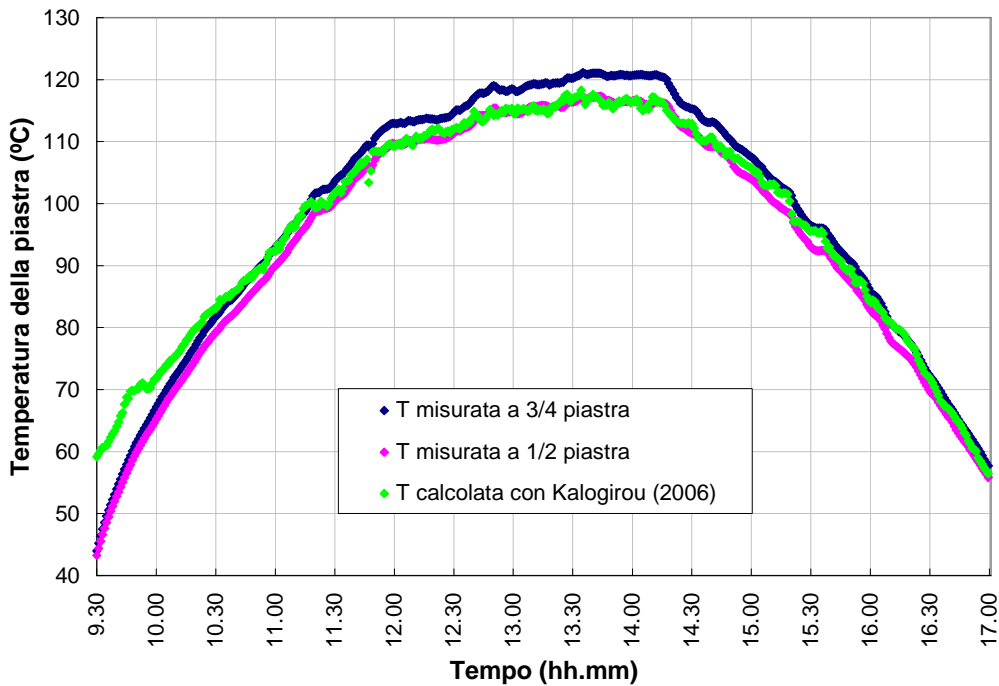
**Figura 3.5 – Andamento della irradianza solare sul piano dei collettori– 18/10**

In Fig. 3.5 e 3.6 vengono presentati rispettivamente gli andamenti dell'irradianza e della temperatura ambiente.

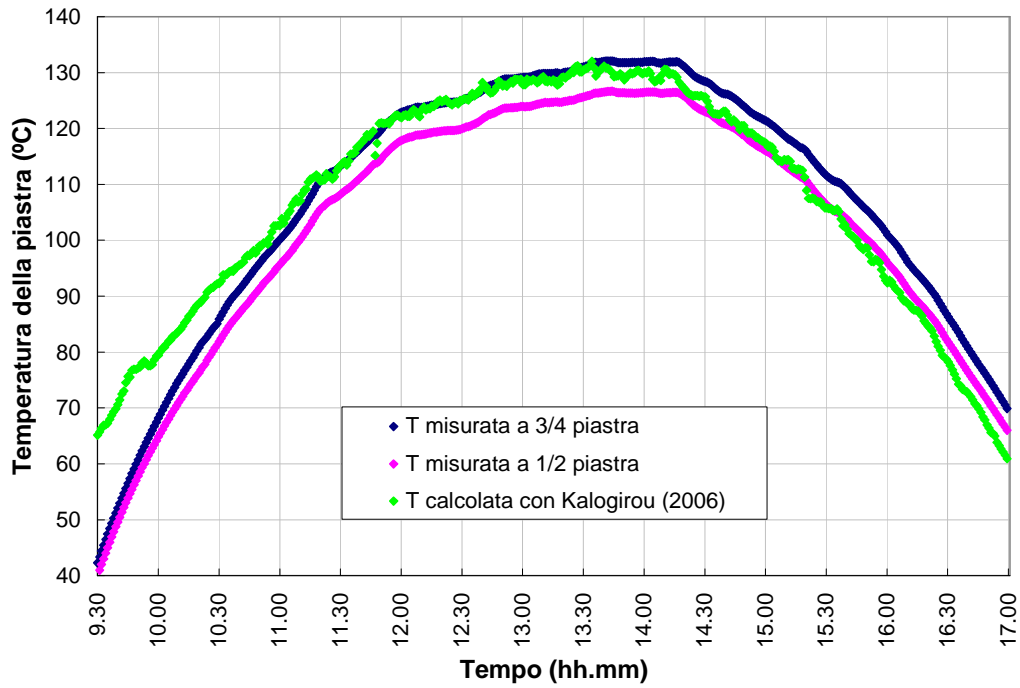


**Figura 3.6 – Andamento della temperatura ambiente -18/10**

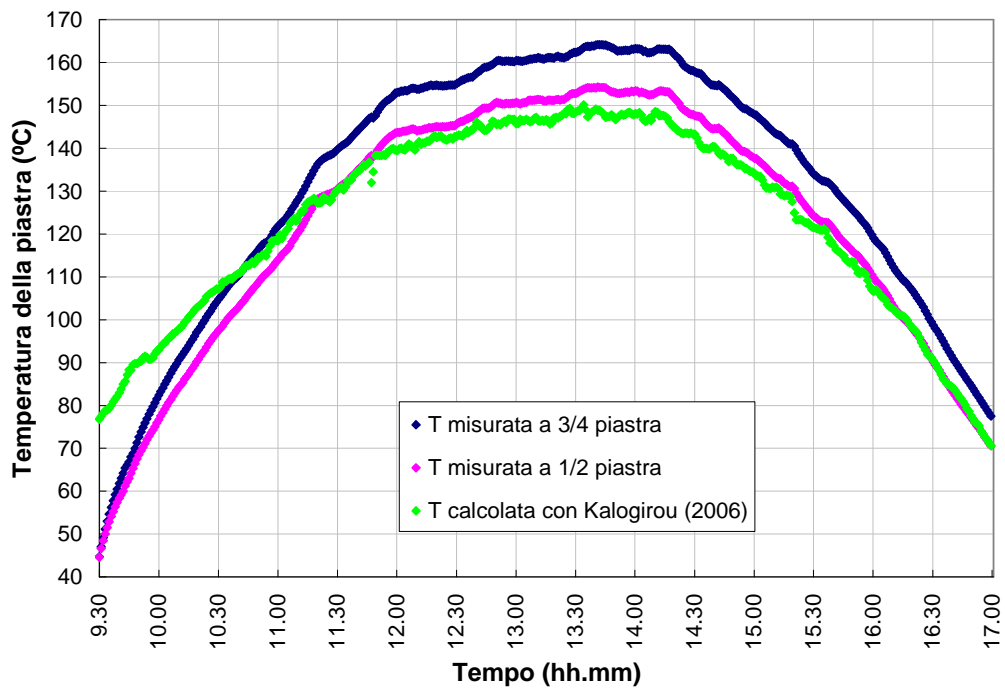
In Fig 3.7, 3.8 e 3.9 vengono confrontate le misure delle temperatura misurate a metà e a tre quarti della piastra con la curva risultante dalla relazione di Kalogirou (2006).



**Figura 3.7 – Andamento delle temperature del collettore 1 -18/10**

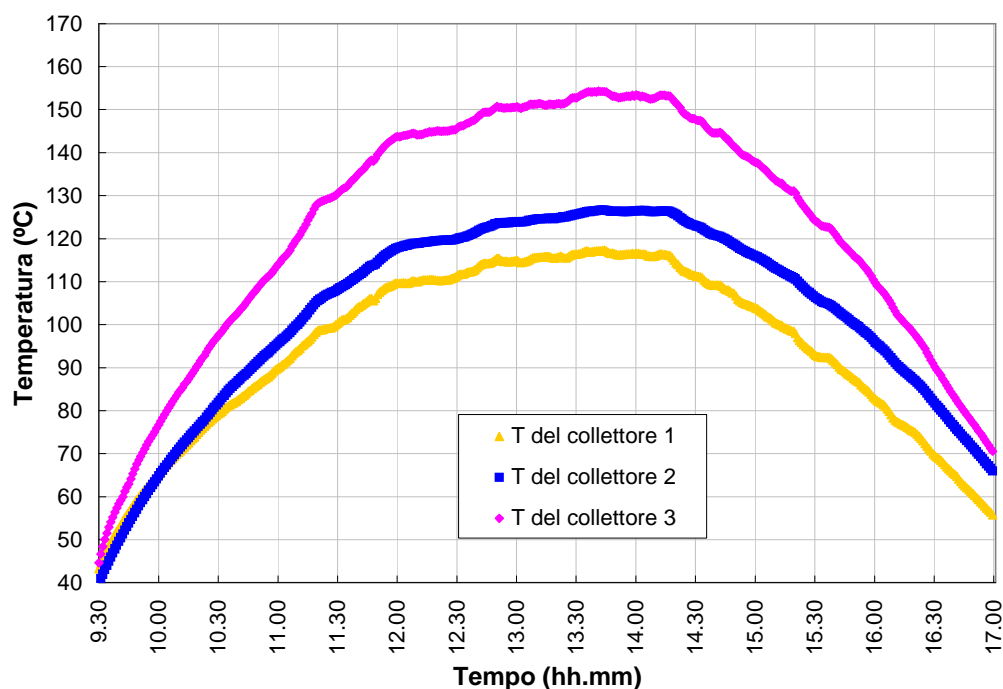


**Figura 3.8 – Andamento delle temperature del collettore 2 -18/10**



**Figura 3.9 – Andamento delle temperature del collettore 3 -18/10**

In Fig. 3.10 vengono confrontate le temperature misurate a metà altezza nei tre collettori.



**Figura 3.10 – Andamento delle temperature a metà altezza dei tre collettori – 18/10**

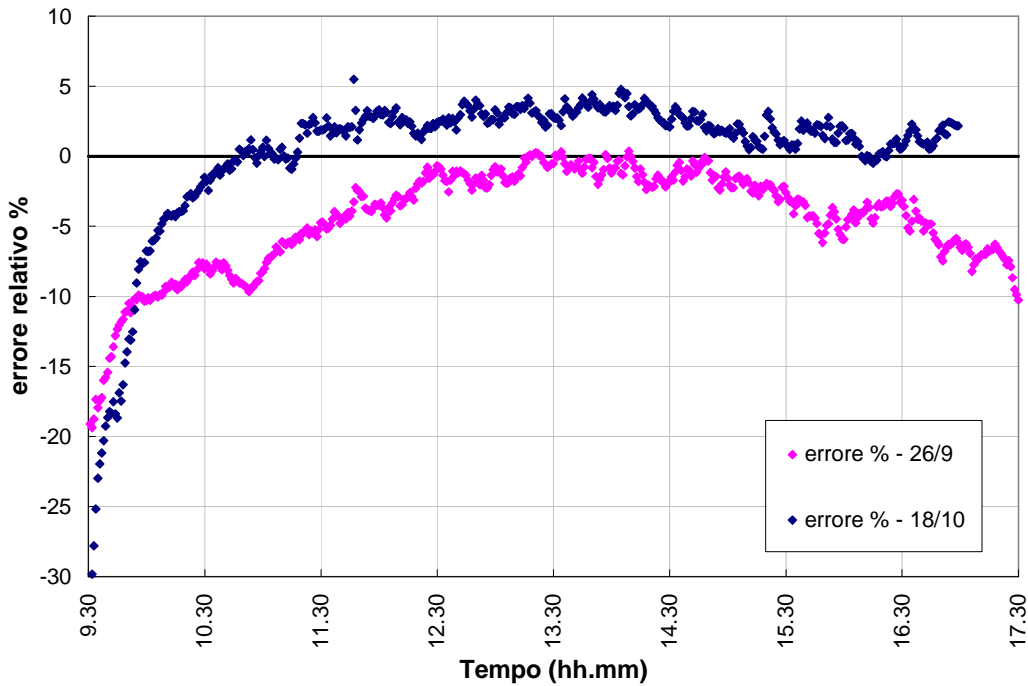
Ricordando le caratteristiche costruttive descritte nel paragrafo 2.2, il collettore 1 e il collettore 3 sono entrambi collettori con configurazione “ad arpa”: il collettore 1 possiede una piastra in rame con vernice semplice nera, mentre il collettore 3 presenta una piastra in alluminio con vernice selettiva. Tutti i collettori presentano il medesimo isolamento posteriore, la medesima copertura vetrata e la medesima area di apertura. Come si nota in Fig. 3.10, le temperature misurate nel collettore 3 sono maggiori rispetto alle temperature misurate nel collettore 1. Questo potrebbe indicare una maggiore influenza della selettività della vernice utilizzata sulla temperatura di stagnazione, mentre potrebbe sottolineare una ridotta importanza del materiale della piastra assorbente.

Con riferimento alla prova del 18/10, si nota che la temperatura misurata a tre quarti della piastra sia sempre maggiore rispetto alla temperatura misurata a metà. Questo forse è dovuto alla stratificazione dell’aria, cioè al fatto che l’aria più calda sia meno densa e quindi vada ad occupare la parte alta dell’intercapedine tra piastra e copertura vetrata.

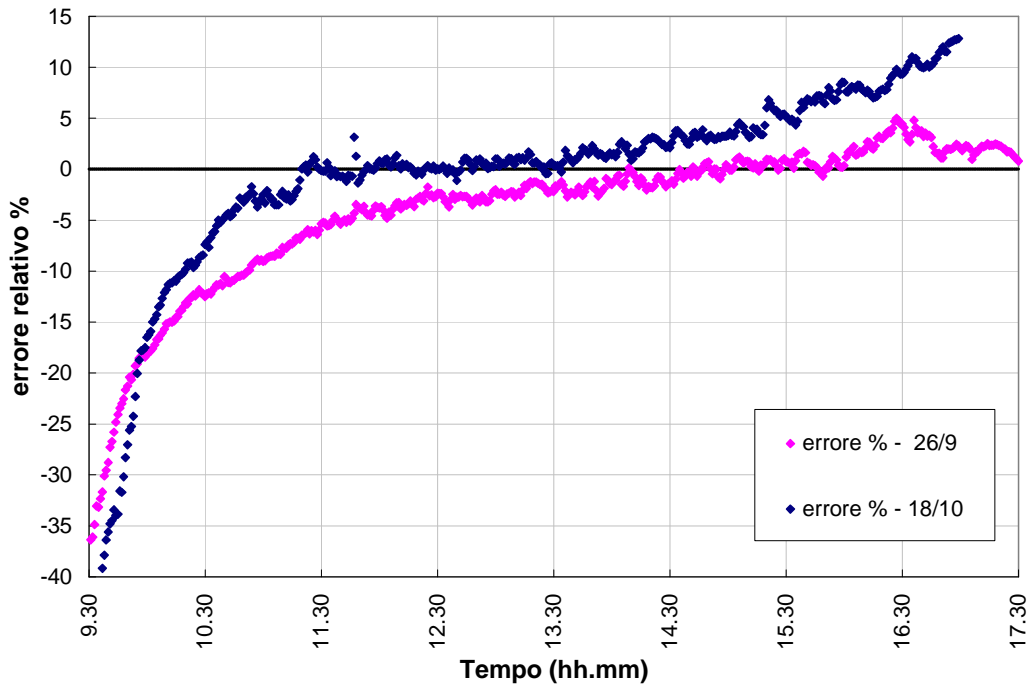
Con riferimento ad entrambe le prove, si osserva che la temperatura calcolata con Kalogirou (2006) è sempre maggiore rispetto alla curva sperimentale nella prima parte della giornata, probabilmente perché la relazione di Kalogirou (2006) non tiene conto dell’inerzia termica dei collettori.

Dai grafici presentati si osserva come la curva ottenuta dalla relazione di Kalogirou (2006) sia abbastanza fedele alle curve sperimentali.

In Fig. 3.11 e 3.12 vengono presentati i grafici in cui viene confrontato l'errore relativo tra la curva misurata sperimentalmente e la curva calcolata con la relazione di Kalogirou (2006) per i collettori 1 e 2 nelle due diverse prove (utilizzando per la prova del 18/10 la misura a tre quarti dell'altezza del collettore).



**Figura 3.11 – Errore percentuale tra la curva misurata e la curva calcolata con la relazione di Kalogirou (2006) per il collettore 1 – 26/9 e 18/10**



**Figura 3.12 – Errore percentuale tra la curva misurata e la curva calcolata con la relazione di Kalogirou (2006) per il collettore - 26/9 e 18/10**

Si osserva come l'andamento degli errori relativi sia simile, nonostante i diversi valori di radiazione e di temperatura ambiente nelle due giornate di prova. Questo potrebbe indicare che ogni collettore ha un proprio scostamento dalla curva calcolata.





# Capitolo 4

## Prove di perdite di carico

### *4.1 Procedura di prova*

La prova ha riguardato la misura di perdite di carico nel collettore 2 (dotato di piastra realizzata con tecnologia roll-bond) e nel collettore 1 (provvisto di piastra realizzata secondo la classica configurazione “ad arpa”) al variare della portata di fluido in entrata.

Il collettore da analizzare è stato collegato con un misuratore di pressione differenziale, descritto nel paragrafo 2.1, attraverso apposite linee di pressione statiche collegate all’ingresso e all’uscita del collettore analizzato.

La portata di fluido attraverso il collettore viene progressivamente aumentata di circa 25 l/h ad ogni misura, in modo da ottenere un grafico che mostri il variare delle perdite di carico al variare della portata.

Le misure sono state effettuate più volte per verificare la ripetibilità dei dati misurati.

Prima di eseguire le misure è stata eseguita una verifica del punto di zero dello strumento per verificarne la presenza di offset.

### *4.2 Risultati sperimentali*

In queste prove le perdite di carico distribuite (cioè che riguardano la scabrezza delle tubazioni)

$$\Delta p_{DISTR} = \frac{\xi \cdot l \cdot \rho}{2d} \cdot w^2 \quad (4.1)$$

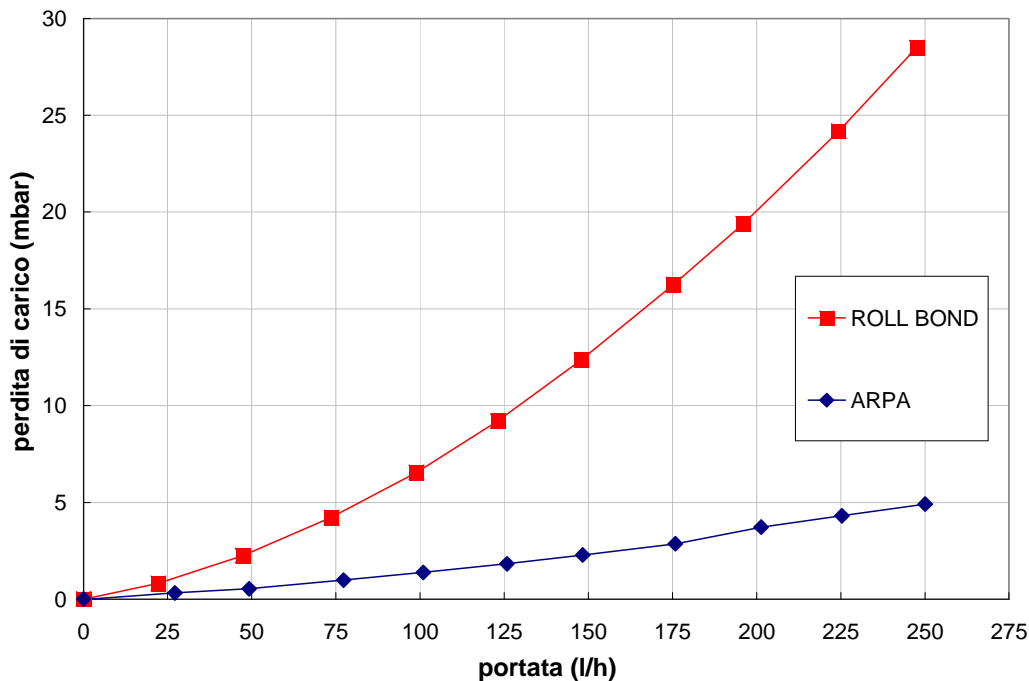
e le perdite di carico localizzate (cioè che riguardano brusche variazioni di direzione e sezione di flusso)

$$\Delta p_{LOCAL} = \frac{k_i \cdot \rho}{2} \cdot w^2 \quad (4.2)$$

variano solamente in funzione della velocità del fluido  $w$ , poiché il fattore d'attrito  $\xi$ , la lunghezza dei tubi  $l$ , il diametro dei tubi  $d$ , la densità del fluido  $\rho$  e la costante di proporzionalità che dipende dalla caduta di energia cinetica  $k_i$  sono costanti.

Si osserva, infatti, un andamento parabolico delle perdite di carico in funzione delle portate, data appunto dal prodotto tra la sezione dei tubi (costante) e la velocità.

In Fig. 4.1 viene presentato il grafico di comparazione tra le perdite di carico del collettore 1 e del collettore 2. Si osserva come la caduta di pressione del collettore roll-bond sia superiore rispetto al collettore con configurazione ad arpa. Questo perché nel roll-bond sono presenti maggiori variazioni brusche del flusso (curve, diramazioni, etc.) e un minor diametro dei tubi.



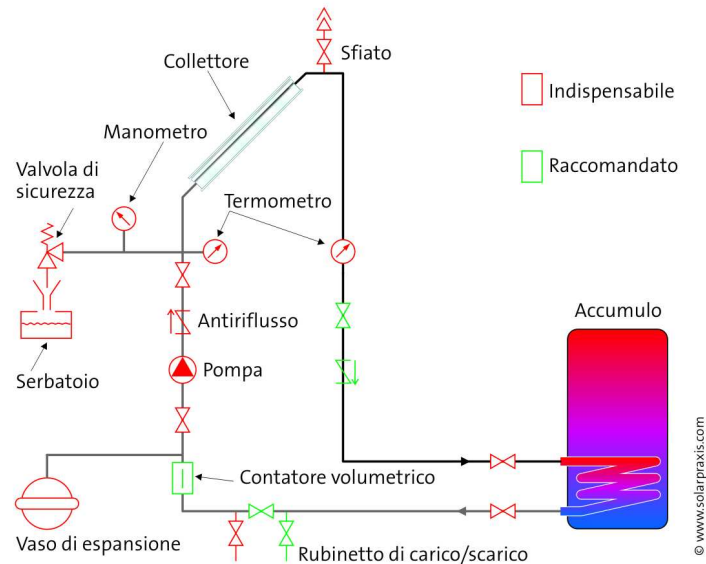
**Figura 4.1 –Confronto delle perdite di carico tra roll-bond e arpa**

### ***4.3 Perdite di carico di un impianto***

Viene proposto un esempio di impianto per la produzione di acqua calda sanitaria tramite collettori solari per calcolarne la caduta di pressione e confrontarla con i dati misurati sperimentalmente nei due collettori analizzati.

Si suppone l'utilizzo dei collettori posti sul tetto di un'abitazione di due piani.

Si ipotizza che i collettori siano uguali tra loro, posti in parallelo e inseriti in un impianto simile a quello presentato in Fig. 4.2. Si considerano tutti i tubi lisci e in rame e si ipotizza come fluido termovettore acqua ad una temperatura compresa tra i 20 e i 60 °C.



**Figura 4.2 – Sistema di impianto a collettori solari per la produzione di acqua calda sanitaria**

Vengono calcolate le perdite di carico dell'impianto senza considerare i collettori. Per le perdite di carico distribuite si utilizza la (4.1), dove il fattore di attrito  $\xi$  viene ricavato da:

$$\xi = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} \quad (4.3)$$

se il fluido è in regime turbolento, oppure da

$$\xi = \frac{64}{\text{Re}}, \quad (4.4)$$

se il fluido è in regime laminare, dove  $\text{Re}$  è il numero di Reynolds, dedotto da

$$\text{Re} = \frac{d \cdot w \cdot \rho}{\mu} \quad (4.5)$$

dove  $\mu$  è la viscosità del fluido. La viscosità  $\mu$  dipende dalla pressione e dalla temperatura del liquido: considerando la pressione di impianto costante, essa varia solo in

funzione della temperatura. Nell'intervallo di temperature considerato (20÷ 60 °C) la viscosità massima si presenta a 20 °C.

Si considera il caso peggiore nell'intervallo di temperature considerato. Perciò viene utilizzata la temperatura di 20 °C, che implica un valore maggiore della viscosità  $\mu$ , che a sua volta comporta un minor valore del numero di Reynolds, quindi un maggior valore del fattore di attrito  $\xi$  e infine una maggiore perdita di carico. Alla temperatura di 20 °C, oltre alla viscosità massima, si trova anche la densità  $\rho$  massima. Tuttavia, la variazione della densità in funzione della temperatura è piccola rispetto alla variazione di viscosità nell'intervallo di temperature considerato e non incide considerevolmente sul valore del numero di Reynolds.

**Tabella 4.1 – Dati in ingresso**

<b>diametro dei tubi</b>	0.014	m
<b>lunghezza della linea</b>	20	m
<b>portata/collettore</b>	0.02	kg/(m <sup>2</sup> s)
<b>apertura del collettore</b>	1.81	m <sup>2</sup>
<b>numero di collettori</b>	2	
<b>temperatura del fluido</b>	20	°C
<b>pressione del fluido</b>	0.25	MPa
<b>densità del fluido</b>	998.28	kg/m <sup>3</sup>
<b>viscosità del fluido</b>	0.0010015	Pa*s

La velocità del fluido viene calcolata moltiplicando la portata di ciascun collettore per il numero di collettori (in questo caso 2) e dividendo il risultato per la sezione dei tubi, ipotizzata circolare.

Utilizzando i dati forniti in Tabella 4.1 si giunge al valore perdite di carico distribuite dell'impianto senza considerare i collettori  $\Delta p_{DISTR,imp}$ , che è pari a 55.66 mbar.

Per ciascuna variazione di flusso o sezione (curve, valvole, etc.) si utilizza la (4.2), dove  $k_i$  è il coefficiente di perdita localizzata scelto dalla Tabella 4.2.

Si è considerata la presenza di 6 curve normali a 90°, 4 curve larghe a 90°, 2 allargamenti, 2 restringimenti, 4 diramazioni semplici con T a squadra, 5 valvole a sfera a passaggio totale, 2 valvole di ritegno e 1 passaggio attraverso radiatore, considerato al posto dello scambiatore di calore (il cui dato non è presente in tabella).

Vengono sommati tutti i contributi, giungendo alle perdite di carico localizzate dell'impianto senza i collettori  $\Delta p_{LOCAL,imp}$ , che sono pari a 33.27 mbar.

**Tabella 4.2 – Coefficienti di caduta di energia cinetica per tubi in rame con diametro 8÷16 mm (Fonte: caleffi.com)**

Curva stretta a 90°	2
Curva normale a 90°	1.5
Curva larga a 90°	1
Curva stretta a U	2.5
Curva normale a U	2
Curva larga a U	1.5
Allargamento	1
Restringimento	0.5
Diramazione semplice con T a squadra	1
Confluenza semplice con T a squadra	1
Diramazione doppia con T a squadra	3
Confluenza doppia con T a squadra	3
Diramazione semplice con angolo inclinato (45° - 60°)	0.5
Confluenza semplice con angolo inclinato (45° - 60°)	0.5
Diramazione con curve d'invito	2
Confluenza con curve d'invito	2
Valvola di intercettazione diritta	10
Valvola di intercettazione inclinata	5
Saracinesca a passaggio ridotto	1.2
Saracinesca a passaggio totale	0.2
Valvola a sfera a passaggio ridotto	1.6
Valvola a sfera a passaggio totale	0.2
Valvola a farfalla	3.5
Valvola a ritegno	3
Valvola per corpo scaldante tipo diritto	8.5
Valvola per corpo scaldante tipo a squadra	4
Detentore diritto	1.5
Detentore a squadra	1
Valvola a quattro vie	6
Valvola a tre vie	10
Passaggio attraverso radiatore	3
Passaggio attraverso caldaia a terra	3

Sommando i valori delle perdite di carico distribuite e localizzate si trova il valore delle perdite di carico dell'impianto senza considerare i collettori  $\Delta p_{TOT,imp}$ , che è pari a 88.93 mbar.

Considerando il grafico mostrato in Fig. 4.1, si deduce il valore delle perdite di carico dei due differenti collettori per la portata considerata in questa esempio (130 l/h circa). Il valore di perdite di carico per il collettore con piastra roll-bond  $\Delta p_{TOT,ROLLBOND}$  è pari a 10 mbar circa, mentre il valore delle perdite di carico per il collettore con configurazione "ad arpa"  $\Delta p_{TOT,ARPA}$  è pari a 2 mbar circa.

Facendo il confronto tra le perdite di carico di ciascun collettore con le perdite di carico dell'impianto complessivo si trova:

$$\frac{\Delta p_{TOT,ROLLBOND}}{\Delta p_{TOT,imp} + \Delta p_{TOT,ROLLBOND}} \cong 10\%$$

$$\frac{\Delta p_{TOT,ARPA}}{\Delta p_{TOT,imp} + \Delta p_{TOT,ARPA}} \cong 2\%$$

Le perdite di carico del collettore con piastra roll-bond risulta maggiore rispetto a quella del collettore con assorbitore ad arpa, ma comunque contenute rispetto alla perdita di carico totale del circuito.

# Conclusioni

In questa tesi si sono presentate due diverse prove sperimentali effettuate su collettori solari piani.

La prima prova ha riguardato misure di temperatura di stagnazione di tre diversi collettori solari piani. I dati rilevati sono stati poi confrontati con i dati calcolati con la correlazione di Kalogirou (2006).

Si è notato come probabilmente la selettività della vernice utilizzata sia un parametro molto influente riguardo la temperatura di stagnazione.

La relazione di Kalogirou (2006) ha mostrato buon accordo con i risultati sperimentali per tutti i collettori utilizzati nelle prove, anche se affetta da un errore dovuto probabilmente all'inerzia termica delle piastre assorbenti.

Nella seconda prova si sono misurate le differenti perdite di carico per due collettori con diversa configurazione dell'assorbitore.

Il collettore con piastra roll-bond presenta delle perdite di carico maggiori rispetto al collettore con configurazione ad arpa. Le motivazioni sono da ricercare probabilmente nel minor diametro dei tubi e nella presenza di brusche variazioni di flusso di fluido termovettore dovute alla geometria dei canali.

L'analisi eseguita ha comunque mostrato come la perdita di carico del collettore roll-bond risulti contenuta rispetto alla perdita di carico che si può avere nel circuito idraulico in cui viene inserito il collettore.





# Nomenclatura

$a_1$	coefficiente di perdita di calore [W/(m <sup>2</sup> K)]
$a_2$	dipendenza dalla temperatura del coefficiente di perdita di calore [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]
$d$	diametro dei tubi [m]
$F_R$	fattore di asporto termico [-]
$I_\beta$	intensità della radiazione solare sul piano del collettore [W/m <sup>2</sup> ]
$k_i$	costante di proporzionalità che dipende dalla caduta di energia cinetica [-]
$l$	lunghezza dei tubi [m]
$q_u$	flusso termico specifico utile [W/m <sup>2</sup> ]
$q_a$	flusso termico specifico assorbito [W/m <sup>2</sup> ]
$q_p$	flusso termico specifico perduto [W/m <sup>2</sup> ]
Re	numero di Reynolds [-]
$T_{amb}$	temperatura ambiente [K]
$T_{in}$	temperatura di ingresso del fluido termovettore nel collettore [K]
$T_m$	temperatura media del fluido termovettore nel collettore [K]
$T_m^*$	temperatura media ridotta [(m <sup>2</sup> K)/W]
$T_{STAG}$	temperatura di stagnazione calcolata con la correlazione di Kalogirou (2006) [K]
$T_{out}$	temperatura di uscita del fluido termovettore nel collettore [K]
$T_p$	temperatura media della piastra [K]
$U_c$	coefficiente di dispersione termica del collettore [W/(m <sup>2</sup> K)]
$w$	velocità del fluido [m/s]
$\Delta p_{DISTR}$	perdite di carico distribuite [mbar]
$\Delta p_{DISTR,imp}$	perdite di carico distribuite dell'impianto senza i collettori [mbar]
$\Delta p_{LOCAL}$	perdite di carico localizzate [mbar]
$\Delta p_{LOCAL,imp}$	perdite di carico localizzate dell'impianto senza i collettori [mbar]
$\Delta p_{TOT,imp}$	perdite di carico totali dell'impianto senza i collettori [mbar]
$\Delta p_{TOT,ROLLBOND}$	perdite di carico totali del collettore con piastra roll-bond [mbar]
$\Delta p_{TOT,ARPA}$	perdite di carico totali del collettore con configurazione "ad arpa" [mbar]

## Lettere greche

$\alpha$	coefficiente di assorbimento [-]
$(\tau\alpha)$	prodotto effettivo trasmissività-assorbimento [-]

$\rho$	densità del fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	coefficiente di emissività [-]
$\eta$	efficienza istantanea del collettore [-]
$\eta_0$	efficienza ottica del collettore [-]
$\xi$	fattore di attrito [-]
$\mu$	viscosità dinamica [Pa*s]

# Bibliografia

Dai Prè, M., 2011. Studio sperimentale su collettori solari termici con piastre roll-bond, Tesi di Laurea, Università di Padova.

Harrison, S.J., Lin, Q., Mesquita, L.C.S., 2004. Integral stagnation temperature control for solar collectors. In: SESCOI 2004 Conference, Waterloo, Canada.

Hausner, R., Fink, C., 2002. Stagnation behavior of solar thermal systems. IEA SHC Report – Task 26.

Kalogirou, S., 2006. Prediction of flat-plate collector performance parameters using artificial neural networks. Solar Energy 80, 248-259.

Lazzarin, R., 1981. Tecnologie e progettazione del collettore solare, Franco Muzzio & C. Editore, Padova.

Slaman, M., Griessen, R., 2009. Solar collector overheating protection. Solar Energy 83, 982-987.

UNI EN 12975-2, 2006. Thermal solar systems and components - Solar collectors - Part 2: Test methods.