

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di laurea in  
Ingegneria Energetica

Dipartimento di Energia



Analisi termica di collettori cogenerativi  
fotovoltaici-termici

Relatore: Prof. Cesare Maria JOPPOLO

Co-relatore: Prof. Luigi Pietro Maria COLOMBO

Tesi di Laurea di:

Alessandro MAZARA Matr. 720370

**Anno Accademico 2008-2009**



# Indice

Elenco delle figure . . . . .	III
Elenco delle tabelle . . . . .	VII
<b>Sommario</b>	<b>1</b>
<b>1 Introduzione</b>	<b>3</b>
1.1 Sistemi fotovoltaici . . . . .	4
1.2 Sistemi termici . . . . .	4
1.3 Sistemi termo-fotovoltaici . . . . .	5
<b>2 Pannelli termo-fotovoltaici</b>	<b>7</b>
2.1 Fluidi termovettori utilizzati . . . . .	8
2.1.1 PVT raffreddati ad aria . . . . .	8
2.1.2 PVT raffreddati ad acqua . . . . .	9
2.1.3 PVT con fluido refrigerante . . . . .	9
2.2 Tipologie di silicio . . . . .	10
2.2.1 Principio di funzionamento . . . . .	10
2.3 Settori di utilizzo . . . . .	14
2.4 Pubblicazioni e studi accademici . . . . .	14
2.4.1 Modelli analitici . . . . .	15
2.4.2 Simulazioni numeriche . . . . .	20
2.4.3 Simulazioni di sistema . . . . .	25
2.4.4 Lavori Sperimentali . . . . .	27
2.5 Applicazioni commerciali . . . . .	32
2.5.1 PVT ad acqua . . . . .	32
2.5.2 PVT ad aria . . . . .	36
2.5.3 PVT a concentrazione . . . . .	36

<b>3</b>	<b>Analisi Termica</b>	<b>43</b>
3.1	Proprietà radiative . . . . .	43
3.1.1	Copertura trasparente . . . . .	43
3.1.2	Celle fotovoltaiche . . . . .	46
3.1.3	Assorbimento da parte dell'acqua . . . . .	47
3.2	Configurazione Sheet and Tube . . . . .	48
3.2.1	Materiale equivalente . . . . .	48
3.2.2	Modello con due materiali distinti . . . . .	59
3.3	Configurazione canale superiore . . . . .	67
3.3.1	Copertura trasparente . . . . .	68
3.3.2	Celle fotovoltaiche . . . . .	69
3.3.3	Fluido termovettore . . . . .	71
<b>4</b>	<b>Risultati</b>	<b>75</b>
4.1	PVT <i>sheet and tube</i> – Modello “materiale equivalente” . . . . .	75
4.2	PVT <i>sheet and tube</i> – Modello “due materiali” . . . . .	78
4.3	Canale superiore . . . . .	85
<b>5</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>95</b>
<b>A</b>	<b>Metodo di calcolo</b>	<b>97</b>
A.1	Struttura degli algoritmi . . . . .	97
A.1.1	Descrizione delle funzioni . . . . .	98
A.1.2	Studio parametrico . . . . .	100
A.2	Codici MATLAB® . . . . .	100
A.2.1	Materiale equivalente . . . . .	100
A.2.2	Due Materiali . . . . .	105
A.2.3	Canale superiore . . . . .	111
	<b>Elenco dei simboli</b>	<b>121</b>

# Elenco delle figure

2.1	Tipologie di PVT raffreddati ad aria, sezione longitudinale . . .	8
2.2	Tipologie di PVT raffreddati ad acqua . . . . .	10
2.3	Diverse tipologie di silicio: monocristallino (sinistra), policristal- lino (centro) e amorfo (destra) . . . . .	11
2.4	Efficienza termica per quattro modelli di PVT-a in funzione della portata specifica . . . . .	16
2.5	Efficienza elettrica per quattro modelli di PVT-a in funzione della portata specifica . . . . .	17
2.6	Efficienza globale giornaliera per quattro modelli di PVT-a in funzione della portata specifica . . . . .	17
2.7	Vari modelli di PVT-a, sezione trasversale . . . . .	18
2.8	Andamento dell'efficienza termica, elettrica della potenza assor- bita in funzione della portata d'aria specifica . . . . .	19
2.9	Andamento dell'efficienza termica, elettrica della potenza assor- bita in funzione della lunghezza del collettore . . . . .	20
2.10	Andamento dell'efficienza termica, elettrica della potenza assor- bita in funzione della larghezza del collettore . . . . .	21
2.11	Andamento dell'efficienza termica ed elettrica in funzione della larghezza del collettore – confronto UNGL-GL . . . . .	22
2.12	Andamento del COP (in alto a destra), del rendimento elettrico relativo (in alto a sinistra) e del rendimento termico (in basso) in funzione della temperatura del serbatoio di accumulo . . . . .	24
2.13	PVT con riflettori diffusi posti su tetto orizzontale . . . . .	28
2.14	Rendimento termico per PVT-a (alto) e PVT-w (basso) senza vetro, con copertura (GL), con l'uso di riflettori (REF) e con vetro e riflettori (GL+REF) . . . . .	29

2.15	Rendimento termico e elettrico di PVT-w, PVT-a, PVT con entrambe le facce esposte all'aria (FREE) e PVT isolato posteriormente . . . . .	30
2.16	Due diverse configurazioni di PVT-a: <i>glass-to-temlar</i> (a) e <i>glass-to-glass</i> (b) . . . . .	31
2.17	Andamento giornaliero del COP (a) e del rendimento elettrico (b) al variare della temperatura di condensazione . . . . .	33
2.18	. . . . .	34
2.19	Millenium Electric MIL - PVT . . . . .	35
2.20	Collettore TWINSOLAR della Grammer Solar . . . . .	37
2.21	Principio di funzionamento di SolarWall® . . . . .	38
2.22	. . . . .	39
2.23	Prestazioni elettriche, termiche e globali del PowerSpar® . . . . .	40
2.24	Power-Spar® . . . . .	41
2.25	Schema di funzionamento di Photensity™ . . . . .	42
3.1	Trasmissività del vetro al variare della lunghezza d'onda e al contenuto di ferro [31] . . . . .	45
3.2	Coefficiente di estinzione dell'acqua nell'intero spettro solare (a) e nella banda passante del vetro (b) . . . . .	47
3.3	Schematizzazione di un collettore PVT <i>sheet and tube</i> costituito da 4 moduli tubo-aletta-celle PV . . . . .	48
3.4	Rappresentazione schematica di due alette connesse insieme . . . . .	49
3.5	Schematizzazione della stratigrafia dell'aletta . . . . .	50
3.6	Bilancio energetico sul volume di controllo elementare $dx dy s_{eq}$ caratterizzato dalla temperatura $T_{eq}$ . . . . .	51
3.7	Bilancio energetico sul volumetto $D dy s_{eq}$ caratterizzato dalla temperatura $T_b$ . . . . .	55
3.8	Bilancio energetico sulla porzione infinitesima di tubo di diametro interno $D_i$ e lunghezza $dy$ . . . . .	57
3.9	Bilancio energetico sul volumetto $dy dx (s_1 + s_2)$ . . . . .	60
3.10	Bilancio energetico sul volumetto $D dy (s_1 + s_2)$ caratterizzato dalla temperatura $T_b$ . . . . .	64
3.11	Schema di un PVT con un canale d'acqua realizzato sopra il modulo fotovoltaico . . . . .	67
3.12	Schematizzazione dell'assorbimento della radiazione solare da parte dell'acqua . . . . .	69

4.1	Andamenti della temperatura delle tubazioni e del fluido al variare della temperatura d'ingresso di quest'ultimo . . . . .	77
4.2	Distribuzione spaziale (sinistra) e lungo $x$ per diverse sezioni assiali (destra) della temperatura del pannello al variare della condizioni d'ingresso del fluido . . . . .	79
4.3	Andamenti della temperatura delle tubazioni e del fluido al variare della temperatura d'ingresso di quest'ultimo . . . . .	80
4.4	Distribuzione spaziale (sinistra) e lungo $x$ per diverse sezioni assiali (destra) della temperatura del pannello al variare della condizioni d'ingresso del fluido . . . . .	81
4.5	Andamenti della temperatura adimensionale $\vartheta = \frac{T-T_a}{T_{max}-T_a}$ per diverse sezioni assiali . . . . .	82
4.6	Andamenti delle temperature medie trasversali secondo i modelli <i>materiale equivalente e due materiali</i> . . . . .	83
4.7	Andamenti della temperatura delle tubazioni e del fluido al variare della portata . . . . .	84
4.8	Andamento del numero di Reynolds (a) e del coefficiente di scambio convettivo interno (b) al variare della portata . . . . .	85
4.9	Andamenti della temperatura delle tubazioni e del fluido al variare della $R_{contatto}$ . . . . .	86
4.10	. . . . .	87
4.11	Andamento della temperatura delle celle, dell'acqua e del vetro per diverse temperature di ingresso del fluido . . . . .	88
4.12	Andamento della temperatura delle celle, dell'acqua e del vetro al variare della larghezza $P$ del canale (a) e dello spessore d'acqua $t$ (b) . . . . .	88
4.13	Andamento del numero di Reynolds (a) e del coefficiente di scambio convettivo interno (b) al variare della larghezza del canale . . . . .	89
4.14	Flusso radiativo solare areico assorbito dall'acqua (a) e coefficiente di scambio convettivo interno (b) al variare dell'altezza del canale . . . . .	89
4.15	Distribuzione spettrale della radiazione solare con i relativi assorbimenti (a) e trasmissività dell'acqua (b) al variare dell'altezza del canale $t$ . . . . .	90
4.16	Confronto tra i rendimenti elettrici dei tre modelli al variare della temperatura ridotta . . . . .	92
4.17	Rendimenti termici $\eta_{th}$ al variare della temperatura ridotta $T_r$ . . . . .	93

4.18 Rendimenti termici $\eta_{th}$ al variare della temperatura ridotta $T_r$ di diversi collettori PVT [7] . . . . .	93
---	----



# Elenco delle tabelle

2.1	Efficienza termica ed elettrica di vari modelli di PVT-w media annuale e a temperatura ridotta nulla . . . . .	23
2.2	Efficienza elettrica, termica e globale delle configurazioni PVT-a <i>glass-to-glass</i> e <i>glass-to-temlar</i> . . . . .	31
3.1	Valori delle costanti $\lambda_n^2$ e $G_n$ al variare del fattore di forma della sezione del canale $1/\alpha^* = \frac{\text{lat o corto}}{\text{lat o lungo}}$ . . . . .	71
4.1	Dati in ingresso per la configurazione base . . . . .	76
4.2	Potenza termica recuperata secondo i tre modelli, al variare della temperatura d'ingresso del fluido $T_{in\ fluido}$ e della temperatura ambiente $T_a$ . . . . .	91



# Sommario

Nel presente lavoro di tesi vengono presentati i principali studi accademici e le applicazioni commerciali dei pannelli termo-fotovoltaici o PVT; sono stati inoltre sviluppati modelli analitici per descrivere le distribuzioni di temperatura e il rendimento termico ed elettrico di due configurazioni di collettori raffreddati ad acqua: *sheet and tube* e *a canale superiore*. I risultati ottenuti mostrano che le prestazioni del secondo sono superiori sia sul recupero termico che dal punto di vista elettrico anche se ulteriori considerazioni tecnico-economiche potrebbero far propendere per il primo. Da questo lavoro e dalle ricerche correlate è possibile affermare quindi che i sistemi PVT si prospettano come una promettente alternativa nell'utilizzo razionale dell'energia solare.

**Parole chiave:** pannelli termo-fotovoltaici, collettori ibridi, collettori cogenerativi fotovoltaici-termici, PVT, PVTH, energia solare.

## Abstract

This work presents a review of previous studies on thermo-photovoltaic collectors (PVT) and their commercial applications. Analytical models have been developed to understand internal temperature distributions and to estimate thermal and electric efficiency of two different water-cooled PVT: *sheet and tube* and *channel above PV*. Results show that channel above PV obtains better thermal and electric efficiency; however, further economical considerations could make sheet and tube preferable. Looking at this work's results and other related researches it is possible to state that PVT systems are an interesting technology representing a good alternative for solar energy utilization.

**Keywords:** thermo-photovoltaic collectors, hybrid collectors, PVT, PVTH, solar energy.



# Capitolo 1

## Introduzione

I cambiamenti climatici e l'inquinamento ambientale sono diventati sicuramente argomenti sempre più attuali in questi anni, a tal punto che sono stati siglati patti internazionali come il Protocollo di Kyoto del 1997, per ridurre le emissioni ritenute responsabili del surriscaldamento globale. Un ruolo importante per la risoluzione, o comunque la limitazione, di tali problemi è indubbiamente ricoperto dalle energie rinnovabili.

Tra le varie fonti rinnovabili, l'energia solare è certamente una delle principali: la densità di potenza solare extraterrestre è stata misurata in  $1367W/m^2$  che moltiplicata per la superficie trasversale della terra vale ben  $175 \cdot 10^{15}W$ . Tutta questa potenza è però distribuita nell'intera superficie terrestre: tenendo conto di ciò, della riflessione e dell'assorbimento che avviene nell'atmosfera, la densità di potenza nelle regioni europee si riduce a circa  $200W/m^2$ . La modesta densità di potenza e la variabilità intrinseca della fonte, fanno sì che, nonostante il sole sia una sorgente energetica gratuita e disponibile per chiunque, per poterla utilizzare, siano spesso necessari apparecchi tecnologicamente avanzati e relativamente costosi. I sistemi che sfruttano l'energia solare possono essere suddivisibili in generale in due macro-categorie: *sistemi termici* che convertono l'energia solare in energia interna e *sistemi fotovoltaici* che invece la convertono in energia elettrica. Esiste inoltre una sotto-categoria dei sistemi termici che sta acquisendo sempre più importanza e interesse presso la comunità scientifica internazionale e anche da parte delle grandi aziende di produzione di energia elettrica: il *solare termodinamico*. Gli impianti che utilizzano tale tecnologia accumulano energia solare, di solito mediante l'utilizzo di concentratori, per scaldare un fluido termovettore, come ad esempio particolari sali fusi, che viene poi utilizzato come fonte energetica in un convenzionale ciclo Rankine. Tralasciando gli apparecchi

utilizzati in tale tecnologia, non oggetto del presente lavoro di tesi, i dispositivi impiegati nella conversione dell'energia solare in energia termica ed elettrica sono rispettivamente il *collettore solare* e il *modulo fotovoltaico*.

## 1.1 Sistemi fotovoltaici

Il *modulo fotovoltaico* (di seguito anche chiamato semplicemente *PV*) è costituito da celle in silicio o altri semiconduttori, incapsulate tra una superficie posteriore di supporto realizzata in materiale dielettrico con scarsa dilatazione termica, come vetro temperato o tedlar, e una anteriore trasparente, solitamente in vetro temperato, che funge da protezione meccanica. Al di sopra della lastra di supporto vengono appoggiati un sottile strato di acetato di vinile (spesso indicato con la sigla EVA), la matrice di celle in silicio precollegate elettricamente e un secondo strato di acetato. Dopo il procedimento di pressofusione, che trasforma l'EVA in collante inerte, le terminazioni elettriche che connettono le celle vengono chiuse in una morsettiera stagna generalmente fissata alla superficie di sostegno posteriore, e il sandwich ottenuto viene fissato ad un telaio in alluminio. Prima di tale assemblaggio però, per diminuire le perdite per riflessione, si sottopone la superficie della cella ad un trattamento chimico che le conferisce una struttura a piramidi. Dopo questi trattamenti la cella assume il caratteristico colore blu scuro o nero ed è capace di convertire la radiazione solare incidente in energia elettrica; il rendimento di tale conversione dipende, tra i tanti parametri, anche dalla temperatura della cella PV, in particolare maggiore è la temperatura, minore è la resa elettrica del modulo.

## 1.2 Sistemi termici

Il *collettore solare termico* è solitamente costituito da una piastra assorbitrice di materiale selettivo che capta l'energia solare, uno o più coperture trasparenti per limitare le dispersioni termiche per convezione naturale, un serpentino o delle canalizzazioni poste al di sotto dell'assorbitore in cui scorre il fluido termovettore, del materiale isolante per evitare la trasmissione del calore dal retro del pannello e infine il telaio che ha la funzione di sostenimento. La circolazione del fluido termovettore viene di solito fatta utilizzando energia elettrica necessaria ad alimentare la pompa o il ventilatore.

### 1.3 Sistemi termo-fotovoltaici

I due dispositivi appena descritti vengono di solito utilizzati separatamente; se invece vengono combinati in un unico apparecchio capace di produrre simultaneamente energia elettrica e termica da quella solare, è possibile ripagare l'assorbimento dalla rete elettrica convenzionale per sostenere il sistema di pompaggio e allo stesso tempo migliorare le prestazioni del pannello fotovoltaico che, se raffreddato aumenta il suo rendimento elettrico. Un sistema del genere prende il nome di *collettore ibrido*, *pannello termo-fotovoltaico* o dall'inglese *photovoltaic thermal collector* abbreviato in PV/T o PVT. In applicazioni dove lo spazio disponibile è limitato e i costi d'investimento devono essere recuperati in breve tempo, tali sistemi possono rappresentare una scelta molto più competitiva rispetto a pannelli fotovoltaici e collettori solari termici installati separatamente [1] .

Il presente lavoro di tesi, che tratta proprio sistemi PVT, è strutturato come segue:

- nel **capitolo 2** vengono presentate le varie configurazioni di PVT ed relativi studi accademici in merito nonché le applicazioni commerciali attualmente disponibili nel mercato;
- nel **capitolo 3** sono riportati i modelli analitici sviluppati in questo lavoro di tesi per descrivere le prestazioni e le distribuzioni di temperatura superficiale e del fluido relative a due configurazioni di collettori;
- nel **capitolo 4** sono esposti i risultati ottenuti attraverso l'implementazione dei modelli descritti nel capitolo 3 evidenziando come cambiano le prestazioni dei collettori al variare di parametri caratteristici di sistema, geometrici e ambientali;
- nel **capitolo 5** sono riportate le conclusioni che è stato possibile trarre da questo progetto, mostrando i risultati principali;
- nell'**appendice A** sono riportati gli algoritmi e le strategie d'implementazione dei modelli descritti nel capitolo 3.





## Capitolo 2

# Pannelli termo-fotovoltaici

Un PVT solitamente consiste in un pannello fotovoltaico dietro il quale è posta la piastra assorbitrice. La funzione del PVT è duplice:[2]

- raffreddare il modulo fotovoltaico in modo da aumentare il suo rendimento elettrico che decade con la temperatura
- immagazzinare l'energia termica così prodotta che altrimenti andrebbe dispersa in ambiente

Come riportato da Zondag e altri [3] il rendimento termico di un PVT è minore di quello di un collettore termico sotto le stesse condizioni ma dal loro studio emerge anche che due PVT producono più energia per unità di superficie rispetto a un pannello fotovoltaico e un collettore termico posti uno accanto all'altro. Questo è sicuramente un pregio laddove la disponibilità di superficie è limitata. Anche dal punto di vista estetico i PVT sono migliori rispetto all'installazione di moduli PV e collettori solari termici separati grazie all'uniformità visiva che danno; ciò può risultare decisivo nelle installazioni in cui l'aspetto estetico-architettonico è importante.

Esistono diverse classificazioni dei PVT; si possono suddividere in funzione: [4]

- del fluido termovettore (aria, acqua o fluido refrigerante)
- del tipo di silicio utilizzato per il modulo fotovoltaico (monocristallino c-Si, policristallino pc-Si, amorfo a-Si)
- della modalità con cui viene ricevuta la radiazione solare (collettori a concentrazione o piani)

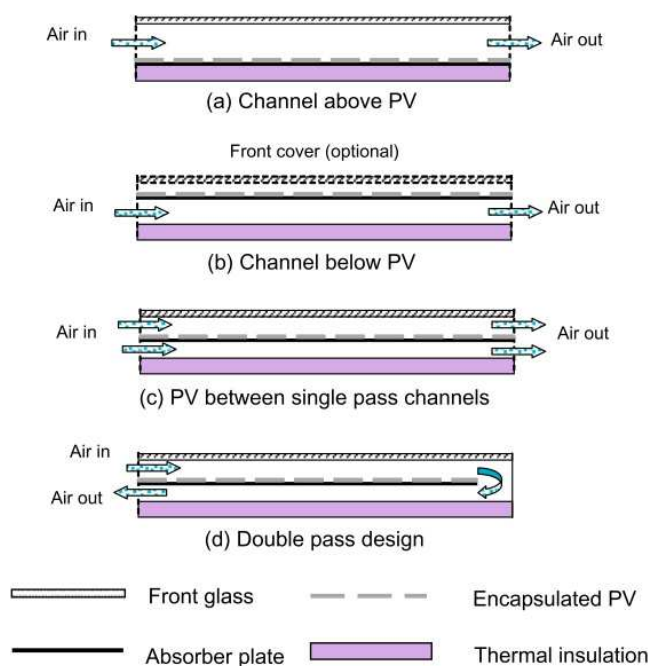
- della presenza della copertura vetrata o meno
- della modalità di circolazione del fluido termovettore (naturale o forzata)
- dell'ubicazione (integrato nell'edificio, a tetto, a terra)

Nel paragrafo seguente verranno illustrati i diversi PVT distinguendoli in base alla prima classificazione.

## 2.1 Fluidi termovettori utilizzati

### 2.1.1 PVT raffreddati ad aria

I pannelli appartenenti a questa tipologia, di seguito denominati *PVT/a*, sono suddivisi in base al flusso dell'aria: ci può essere una corrente d'aria sopra il modulo fotovoltaico (Fig.2.1 a), sotto (Fig.2.1 b), sopra e sotto a singolo passaggio (Fig.2.1 c) o sopra e sotto a doppio passaggio (Fig.2.1 d)



**Figura 2.1:** Tipologie di PVT raffreddati ad aria, sezione longitudinale

Le differenze in termini di efficienza termica ed elettrica tra i quattro modelli sono state esposte da Sopian e altri [5] e da Hegazy [6] ; i loro risultati sono riportati nella sezione 2.4.1 riguardante modelli analitici.

### 2.1.2 PVT raffreddati ad acqua

I PVT ad acqua sono classificati analogamente a quelli ad aria, la portata infatti può fluire:

- all'interno di tubi saldati sotto l'assorbitore come avviene in un collettore solare tradizionale (configurazione detta *sheet and tube*, Fig.2.2 a)
- dentro un canale realizzato tra il vetro di copertura e il modulo PV (Fig.2.2 b)
- liberamente sopra il modulo fotovoltaico (in inglese *free flow*, Fig.2.2 c)
- entro due canali ricavati rispettivamente tra vetro di copertura e PV trasparente e tra secondo assorbitore e isolante (modello *due assorbitori*, Fig.2.2 d)
- sotto il modulo PV, il quale può essere o meno trasparente (Fig.2.2 e)
- entro dei piccoli canali saldati sotto l'assorbitore PV (Fig.2.2 f)

Il confronto tra i vari PVT è stato fatto da Zondag e altri [7] , utilizzando i modelli numerici da loro stessi sviluppati (cfr. [3] ). I risultati ottenuti sono riportati nella sezione 2.4.2.

### 2.1.3 PVT con fluido refrigerante

Questa è la famiglia sicuramente più innovativa e meno studiata. In questi pannelli si prevede di far fluire il fluido refrigerante di una pompa di calore all'interno di tubi o micro-canali saldati sotto il PV; quest'ultimo quindi funge da evaporatore per la pompa di calore, la quale grazie alla temperatura più alta di evaporazione può raggiungere COP sensibilmente maggiori rispetto ai valori tradizionali. Gli studi sull'argomento sono riportati nelle sezioni 2.4.2 e 2.4.4.

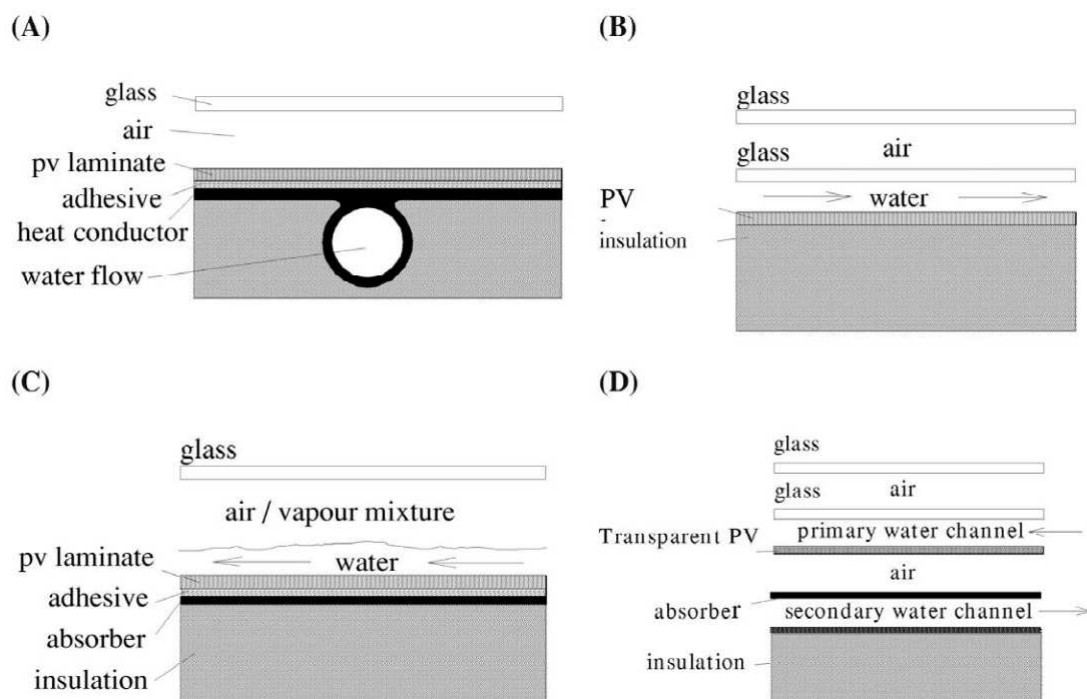


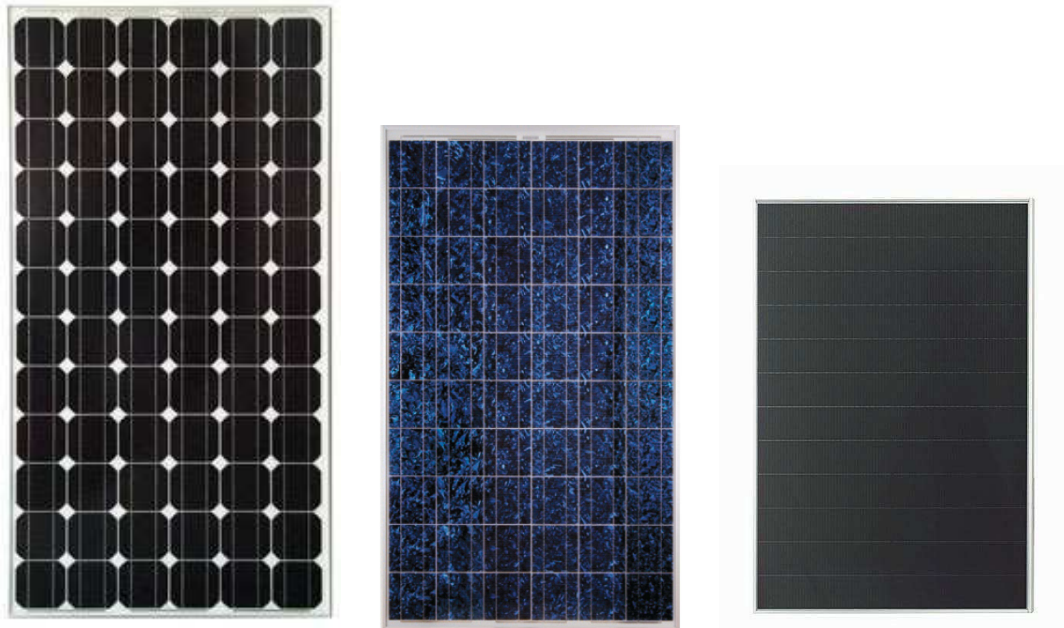
Figura 2.2: Tipologie di PVT raffreddati ad acqua

## 2.2 Tipologie di silicio

La scelta tra le tre tipologie citate in precedenza non è sempre ovvia ma dipende dall'applicazione e dalle necessità progettuali. Prima di descrivere i pro e i contro delle varie tipologie, si riporta di seguito i principi di funzionamento di un modulo fotovoltaico in modo da fornire una conoscenza base su come avviene la conversione dell'energia solare in energia elettrica.

### 2.2.1 Principio di funzionamento

Ai fini del funzionamento delle celle, non tutto lo spettro elettromagnetico della radiazione solare è utilizzabile: soltanto i fotoni con energia sufficiente possono partecipare al processo di conversione, quelli con lunghezze d'onda troppo elevate e quindi con minor energia attraversano il materiale costituente le celle senza dar luogo alla produzione di energia elettrica. La lunghezza d'onda  $\lambda$  limite dipende dal materiale semiconduttore di cui è fatta la cella: per il sili-



**Figura 2.3:** Diverse tipologie di silicio: monocristallino (sinistra), policristallino (centro) e amorfo (destra)

cio, che è quello più utilizzato, tutta la radiazione solare con  $\lambda > 1.1\mu m$  risulta inutilizzata ai fini della conversione fotovoltaica e si trasforma invece in energia termica. Anche i fotoni con troppa energia vengono utilizzati solo parzialmente: in tal caso il fotone viene assorbito, ma la frazione di energia in eccesso rispetto al valore di soglia necessario per l'assorbimento, viene convertita in energia interna e quindi persa dal punto di vista elettrico; l'unico effetto di questi fotoni è quindi quello di aumentare la temperatura della cella.

Quando un fotone dotato di sufficiente energia viene assorbito nella cella, all'interno di quest'ultima si crea una coppia di cariche elettriche di segno opposto, chiamate elettrone e lacuna, che si rendono disponibili per la conduzione di elettricità. Per generare effettivamente la corrente elettrica è però necessaria una differenza di potenziale che faccia muovere tali cariche; essa viene creata grazie all'introduzione di piccole quantità di impurità nel materiale delle celle: tali impurità, dette droganti, sono in grado di modificare profondamente le proprietà elettriche del semiconduttore. Introducendo fosforo per esempio, si ha la formazione di silicio definito di tipo  $n$ , mentre usando impurità come il boro si ha la formazione di silicio di tipo  $p$ . Nel primo caso si consegue la formazione di

un materiale caratterizzato da una densità di elettroni liberi (cariche negative) molto più alta di quella presente nel silicio normale, nel secondo invece le cariche in eccesso sono di segno positivo.

Una cella fotovoltaica richiede il contatto, su una grande superficie, di due strati di silicio p ed n: nella zona di contatto tra i due tipi di silicio, detta giunzione n-p, si ha la formazione di un forte campo elettrico, capace di muovere in direzioni opposte le cariche elettriche positive e negative generate dalla luce in prossimità della giunzione. In questo modo le cariche vengono separate e, collegando questo dispositivo ad un circuito esterno, si potrà avere una circolazione di corrente elettrica: tanto maggiore è la radiazione solare incidente, tanto maggiore è la potenza generata.

Nello spessore della cella si distinguono due strati semiconduttori: quello superiore esposto alla radiazione solare, molto sottile, di tipo n, ed un secondo strato, di tipo p, in cui avviene l'assorbimento della luce incidente. L'energia solare genera all'interno della cella le coppie elettrone-lacuna, che migrano verso gli elettrodi sotto l'azione del campo elettrico presente alla giunzione n-p: gli elettroni vengono raccolti dall'elettrodo superiore, le lacune da quello inferiore, creando così un generatore di corrente. La potenza massima erogabile in condizioni di illuminazione e temperatura specificate viene misurata in Watt di picco (Wp): si conviene che, alla temperatura della giunzione di 25°C e con un irraggiamento di 1000  $W/m^2$ , una cella ha una potenza nominale di 1 W di picco se eroga la potenza massima di 1W. L'efficienza di una cella fotovoltaica risulta dal rapporto tra la potenza massima erogata e l'irradianza incidente sulla sua superficie [w-1]. Tale valore dipende, oltre che dal materiale e dal tipo di connessioni con cui è fatta la cella, anche dalla temperatura della stessa con una legge in prima approssimazione lineare: tanto più alta è la temperatura, tanto minore sarà il rendimento elettrico.

### **Silicio monocristallino**

Le celle dei moduli al silicio monocristallino (c-Si) sono costituite da un singolo cristallo di silicio. Allo stato puro gli atomi di silicio sono perfettamente allineati garantendo di conseguenza la massima conducibilità elettrica. La maggiore purezza del materiale garantisce un rendimento superiore (pari anche al 17%). Le celle fotovoltaiche si presentano di colore uniforme blu scurissimo e solitamente hanno forma ottagonale con uno spessore di circa 0,2–0,3 mm. Il silicio monocristallino è il più costoso tra le tre tipologie ma le sue prestazioni elettriche oltre a essere le più elevate sono quelle più durature nel tempo. Dal

punto di vista termico il c-Si ha una più alta assorbività ma anche una più alta emissività rispetto al silicio policristallino (pc-Si) [8] . I moduli fotovoltaici al silicio monocristallino, date le elevate rese, sono ideali per coloro che hanno a disposizione una superficie di posa limitata [w-2] .

### **Silicio policristallino**

Le celle dei moduli al silicio policristallino (detto anche multicristallino) sono costituite da un insieme di più cristalli di silicio; questa minor purezza è la causa di un rendimento inferiore, che si aggira tra l'11% e il 14% contro il 17% ottenuto utilizzando celle al silicio monocristallino. Esse si presentano ancora aggregate tra loro (struttura policristallina), hanno orientamenti e forme differenti e sono caratterizzate dal colore blu intenso cangiante [w-2] . I costi energetici per la produzione di un modulo in silicio pc-Si o c-Si sono abbastanza elevati: sono necessari dai 3 ai 6 anni per restituire solamente l'energia impiegata per realizzarlo, mentre nell'arco della sua vita ne produrrà 4-8 volte di più [w-3] .

### **Silicio amorfo**

Questo tipo di pannello fotovoltaico si presenta come una lastra di vetro grigio/bluastro di colore uniforme, lo spessore è di pochi millimetri e, solitamente è dotato di una cornice in alluminio per conferire maggiore robustezza o maneggevolezza al modulo stesso. Il silicio amorfo (a-Si) è quello più economico tra i tre ma risente di più dell'invecchiamento e presenta un rendimento elettrico minore: l'efficienza di questi pannelli fotovoltaici va dal 6 al 10% circa, ma, nei primi due mesi di vita, il rendimento diminuisce di circa il 20%, per poi rimanere stabile, con un degrado delle prestazioni che deve essere garantito, e non deve superare il 20% nei primi 20 anni di funzionamento. Per quanto riguarda il costo energetico di produzione invece è il migliore tra i tre poiché necessitando di un quantitativo abbastanza basso di energia per essere prodotto, riesce a restituire in pochi anni l'energia che è stata usata per fabbricarlo e a generarne fino a 10-12 volte di più nell'arco della sua vita [w-3] . Nonostante le caratteristiche negative sopracitate, l'uso del tipo a-Si nei PVT può risultare la soluzione migliore da un punto di vista economico qualora sia disponibile una vasta superficie d'installazione per cui il minor rendimento elettrico viene compensato dalla maggior produzione di energia termica [9, 10] .

## 2.3 Settori di utilizzo

Le applicazioni dei PVT sono molteplici, possono per esempio essere usati come:

- sistemi di preriscaldamento di aria/acqua da utilizzare in applicazioni commerciali/residenziali (acqua calda sanitaria o aria per l'impianto di ventilazione)
- evaporatori di pompe di calore a espansione diretta assistite dal sole (PV-SAHP, PhotoVoltaic-Solar Assisted Heat Pump)
- dispositivo per fornire aria/acqua calda per alimentare l'evaporatore di una pompa di calore (SAHP)
- sistemi di essiccamento
- fonti di energia termica ed elettrica in applicazioni industriali che richiedono calore a bassa temperatura

Nonostante le precedenti applicazioni siano di grande interesse, allo stato attuale risultano essere più che altro teoriche o comunque realizzate solo in pochi impianti pilota. Nei prossimi paragrafi verranno elencati i principali studi effettuati sui PVT e i maggiori produttori di tale tecnologia.

## 2.4 Pubblicazioni e studi accademici

Le prime ricerche su questa tecnologia risalgono agli anni '70 (Wolf, Florschuetz, Kern, Russel ed Henrie hanno introdotto il concetto di PVT e riportato dati sperimentali sia su PVT raffreddati ad aria (di seguito denominati  $PVT-a$ ) che ad acqua ( $PVT-w$ ))[4] . Più in generale è però possibile suddividere gli studi sull'argomento in funzione del metodo su cui si basa l'analisi svolta [2] :

- Modelli analitici
- Simulazioni numeriche
- Simulazioni di sistema
- Lavori sperimentali



## 2.4.1 Modelli analitici

### PVT ad acqua

Il sopra citato Florschuetz [11] ha modificato per un PVT il modello analitico per un collettore solare piano sviluppato da Hottel e Willier [12], integrando le informazioni e le espressioni allora disponibili. Secondo il suo studio, i fattori di rimozione del calore  $F_R$  e il fattore di efficienza del collettore  $F'$  per un PVT possono essere considerati identici a quelli di un normale collettore solare.

Un'analisi simile alla precedente è stata effettuata da Sandnes e Rekstad [13] i quali hanno incluso nel modello sviluppato da Hottel-Willier gli effetti delle celle solari. È stato dimostrato che le celle fotovoltaiche poste sull'assorbitore riducono di circa il 10% l'energia solare assorbita a causa delle peggiori proprietà ottiche delle celle rispetto all'assorbitore. Inoltre la frazione di energia solare disponibile sotto forma termica è minore in un PVT a causa della conversione di parte dell'energia incidente in energia elettrica e per la maggior resistenza termica tra assorbitore e fluido. Il modello è stato inoltre validato da risultati sperimentali.

### PVT ad aria

Sopian e altri [5] hanno invece sviluppato un modello stazionario per predire e confrontare le prestazioni tra un collettore ad aria a doppio passaggio e uno a singolo passaggio. I risultati ottenuti mostrano che il primo ha un'efficienza (sia termica che elettrica) maggiore e che la differenza di costo tra i due comunque è minima. È stato anche valutato l'andamento delle prestazioni in funzione del *Packing Factor*,  $PF$  ovvero del rapporto tra l'area coperta dalle celle fotovoltaiche rispetto alla superficie totale del collettore: all'aumentare di questo l'efficienza termica e complessiva diminuiscono a causa di una minore temperatura di uscita dell'aria.

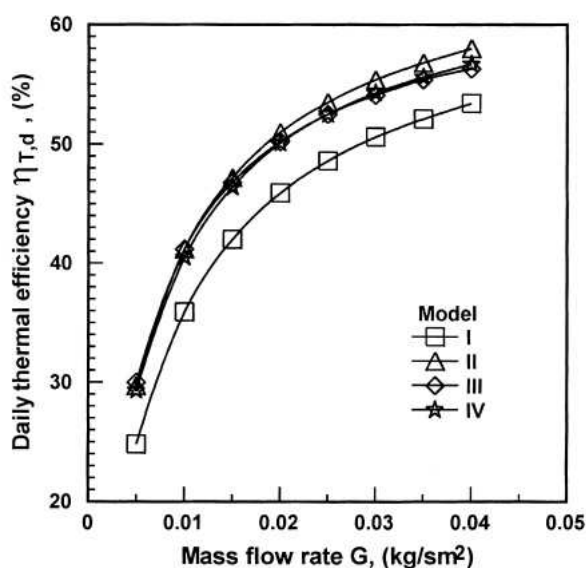
Il confronto tra i quattro modelli di collettori riportati nella sezione 2.1.1 è stata fatta in maniera più esaustiva da Hegazy [6] che ha considerato, a differenza di Sopian e altri anche la potenza necessaria al ventilatore. La simulazione ha mostrato che:

- dal punto di vista termico, fino a  $0,02 \text{ kg/s m}^2$ , il PVT con il flusso d'aria sotto il PV (Fig.2.1 b, denominato per semplicità di trattazione II), quello con il flusso sopra e sotto (Fig.2.1 c, denominato per semplicità di trattazione III) e quello a doppio passaggio (Fig.2.1 d, denominato per

semplicità di trattazione IV) hanno comportamenti simili mentre oltre  $0,02 \text{ kg/s m}^2$  è il primo di questi ad avere prestazioni maggiori seguito dal secondo e dal terzo. Il PVT con il flusso d'aria sopra invece presenta sempre le prestazioni peggiori.

- dal punto di vista elettrico il migliore è II seguito da III e poi IV anche se le differenze tra i vari modelli sono minime (in media 0,2%)
- per quanto riguarda la potenza assorbita dal ventilatore, il modello che consuma meno è III seguito da IV e poi da II
- considerando infine le prestazioni globali (efficienza termica + elettrica) fino a  $0,02 \text{ kg/s m}^2$  le diverse tipologie sono molto ravvicinate mentre oltre, a causa della minor potenza di pompaggio, il migliore è III seguito da IV e da II

Le conclusioni sopra riportate possono essere meglio valutate attraverso i grafici 2.4, 2.5 e 2.6.



**Figura 2.4:** Efficienza termica per quattro modelli di PVT-a in funzione della portata specifica

Tonui e Tripanagnostopoulos hanno sviluppato un modello per confrontare due modifiche su di un PVT-a. Entrambe sono facilmente realizzabili e il costo

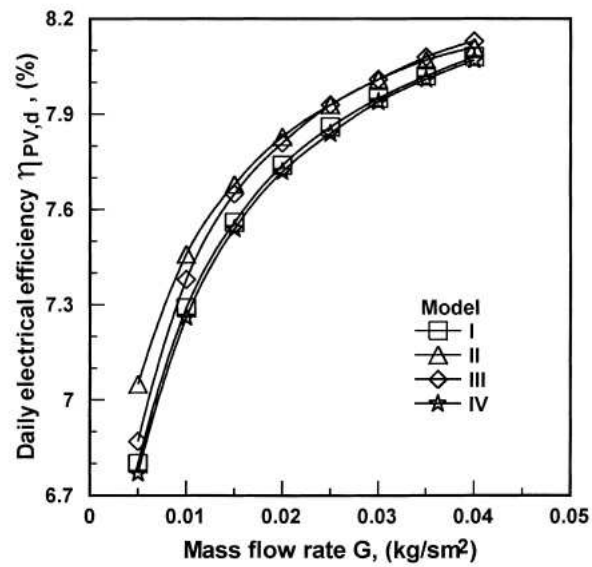


Figura 2.5: Efficienza elettrica per quattro modelli di PVT-a in funzione della portata specifica

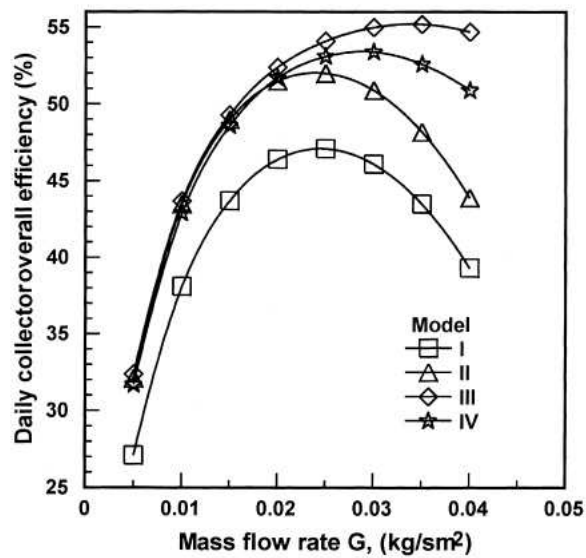


Figura 2.6: Efficienza globale giornaliera per quattro modelli di PVT-a in funzione della portata specifica

di produzione addizionale rispetto al modello base è minimo. Le modifiche sono state fatte ad un PVT flussato da una corrente d'aria al di sotto del PV (come quello di fig. 2.1 b) e consistono rispettivamente nell'inserire una lamina di alluminio tra PV e isolante in modo da realizzare due canali e nel mettere un'alettatura sopra l'isolante (fig.2.7). Sono state valutate le prestazioni in funzione di parametri come portata d'aria, lunghezza e profondità del collettore attraverso simulazioni analitiche e sperimentali. Lo studio ha confrontato tra loro la

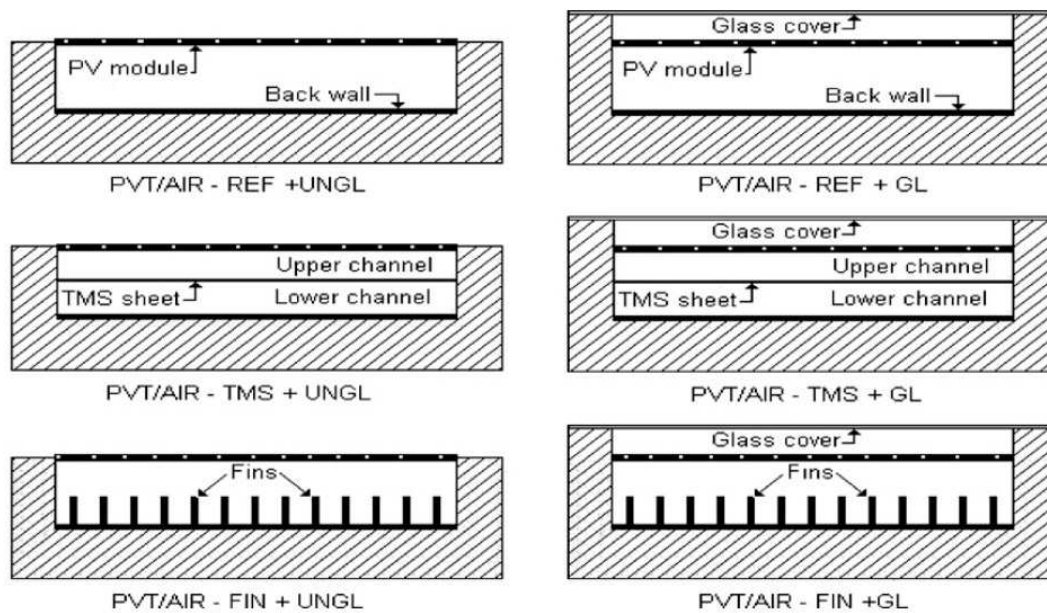
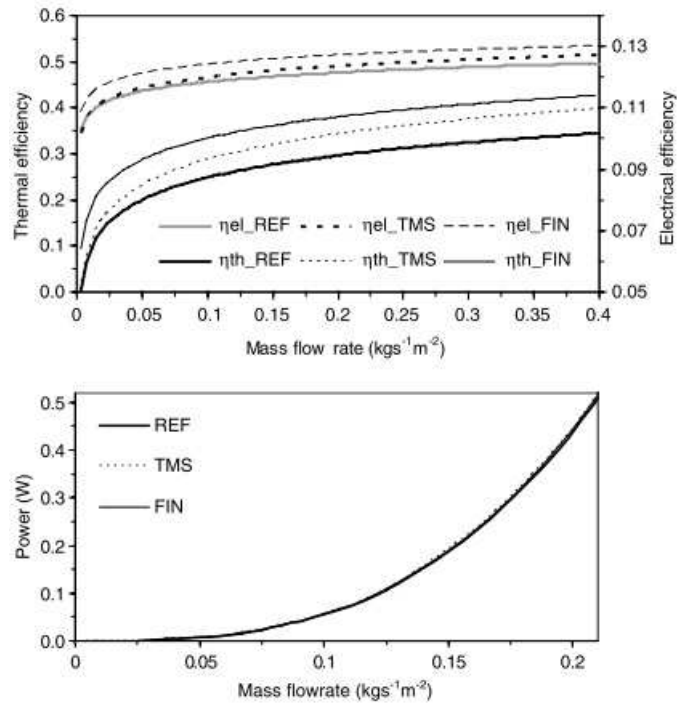


Figura 2.7: Vari modelli di PVT-a, sezione trasversale

versione vetrata (GL) e non vetrata (UNGL) del PVT-a standard (REF), con alettatura (FIN) e con lamina sottile di metallo (TMS). Sia per quanto riguarda la versione vetrata che quella non vetrata, le migliori prestazioni termiche ed elettriche sono state misurate per la versione con alette.

All'aumentare della portata si osserva per tutti i modelli un innalzamento dei rendimenti termico ed elettrico (poichè si ha una migliore asportazione del calore) ma anche della potenza assorbita dal ventilatore (il consumo minore si ha per il modello di riferimento). Nella figura 2.8 si può vedere per la configurazione non vetrata quanto appena detto.

All'aumentare della lunghezza del collettore invece l'efficienza termica e la potenza di pompaggio crescono mentre il rendimento elettrico cala a causa della

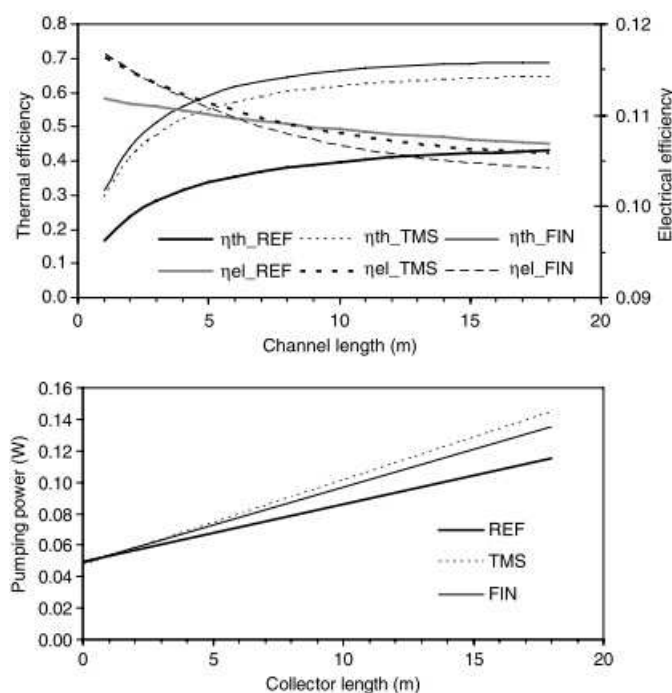


**Figura 2.8:** Andamento dell'efficienza termica, elettrica della potenza assorbita in funzione della portata d'aria specifica

maggior temperatura raggiunta dalle celle fotovoltaiche (vedi fig.2.9). Le versioni modificate quindi sono più efficienti di quella di riferimento solo per lunghezze di collettore inferiori a 3m circa, oltre il beneficio ottenuto grazie al maggior rendimento termico viene annullato dalla più alta potenza assorbita dal ventilatore.

L'incremento della larghezza del canale ha come effetto, a pari portata, quello di diminuire la velocità, quindi i coefficienti di scambio termico e di conseguenza la temperatura del PV sale: il rendimento termico, elettrico e la potenza assorbita dal ventilatore calano (nella fig.2.10 sono riportati i grafici per la soluzione non vetrata).

Il confronto tra configurazione vetrata e non è invece mostrato in figura 2.11. Alla luce di quanto detto quindi la versione alettata risulta essere quella più efficiente da tutti i punti di vista.

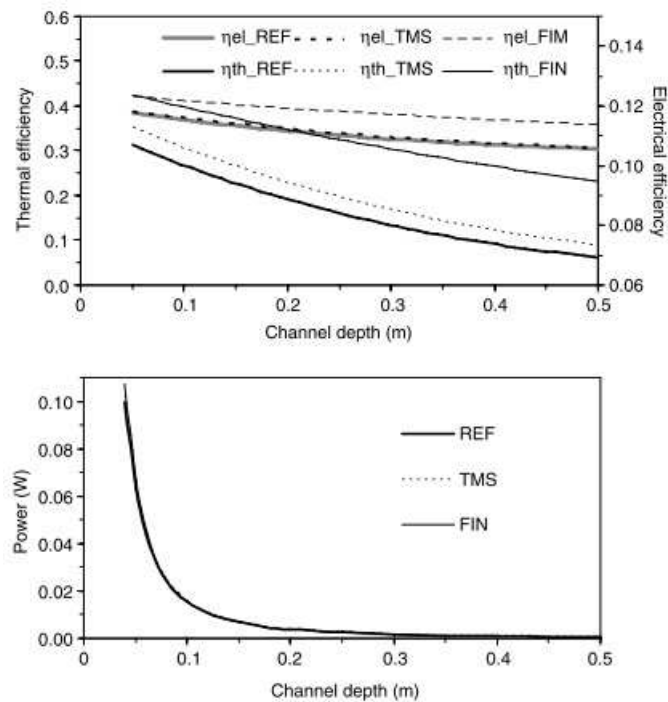


**Figura 2.9:** Andamento dell'efficienza termica, elettrica della potenza assorbita in funzione della lunghezza del collettore

## 2.4.2 Simulazioni numeriche

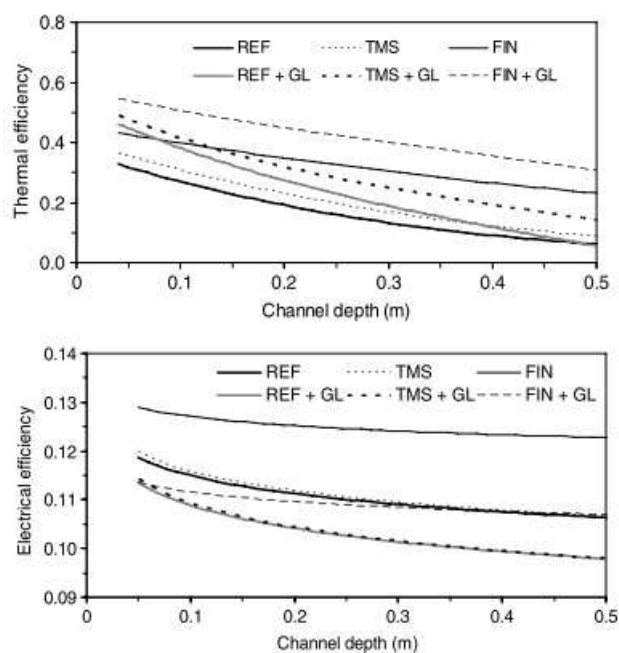
### PVT ad acqua

Zondag e altri [3] hanno sviluppato una serie di modelli dinamici e stazionari per analizzare le prestazioni di collettori PVT-w. Sono stati realizzati un modello tridimensionale dinamico e tre modelli stazionari (1D, 2D e 3D) di un PVT-w del tipo *sheet and tube*; i risultati sono stati validati da prove sperimentali (accuratezza all'interno del 5% per tutti i modelli). È stato rilevato che il più semplice modello stazionario monodimensionale fornisce quasi le stesse prestazioni del più accurato e allo stesso tempo dispendioso in termini di tempo di simulazione modello 3D dinamico. In ogni caso i modelli 2D e 3D, considerando le maggiori informazioni che danno, possono essere usati in fase di progettazione per ottimizzare il collettore. Utilizzando questi modelli, Zondag e altri hanno confrontato 9 tipologie diverse di collettori PVT-w ricavandone le curve di efficienza. È stato studiato anche il comportamento dei vari collettori simulando le



**Figura 2.10:** Andamento dell'efficienza termica, elettrica della potenza assorbita in funzione della larghezza del collettore

condizioni meteo e i prelievi di acqua calda durante un anno tipo di una classica residenza olandese. I PVT-w esaminanti sono quelli di figura 2.2 mentre i valori di efficienza a temperatura ridotta pari a zero e quelli medi annuali sono riportati nella tabella 2.1. A temperatura ridotta nulla l'efficienza termica del modello *sheet and tube* senza e con un vetro di copertura sono rispettivamente di 52% e 58% mentre per quello con il canale sopra il PV vale 65%. Considerando i valori di rendimento termico medi annuali, i migliori sono il modello con il canale sopra, lo *sheet and tube* con due vetri di copertura e il doppio assorbitore con intercapedine d'aria; questi però come si può vedere non hanno rendimenti elettrici molto elevati. Gli autori quindi propongono come soluzione ottimale il collettore con il canale sotto il PV trasparente seguito dallo *sheet and tube* che ha soltanto il 2% in meno di efficienza termica. Secondo Zondag e altri quest'ultimo, dati i minori costi di produzione, appare essere il più promettente PVT-w per la produzione di acqua calda sanitaria. In conclusione viene però affermato che per applicazioni a bassa temperatura come le pompe di calore, i



**Figura 2.11:** Andamento dell'efficienza termica ed elettrica in funzione della larghezza del collettore – confronto UNGL-GL

PVT-w senza copertura sono favoriti dato che non hanno perdite ottiche e le perdite di trasmissione sono minime data la non elevata temperatura di lavoro. Un modello che richiede minor tempo di calcolo è stato elaborato da Chow [15] : si tratta di un modello dinamico esplicito basato su uno schema multi-nodale alle differenze finite adattato per un PVT con un vetro di copertura. Lo studio ha rivelato anche l'importanza di un buon contatto termico tra celle solari incapsulate e assorbitore e tra quest'ultimo e i tubi.

### PVT ad aria

Ji e altri [16] hanno studiato per l'area subtropicale le prestazioni energetiche di un *BiPVT-a* (*Building integrated PVT-a*) integrato in facciata con un'intercapedine d'aria dietro al PV in un grattacielo di Hong Kong. É stato trovato che il flusso d'aria naturale che passa dietro al PV ben poco ne influenza il rendimento elettrico ma in compenso riduce sensibilmente il carico termico per trasmissione estivo.

Studio analogo è stato effettuato da Yang e altri [17] i quali hanno dimostrato



**Tabella 2.1:** Efficienza termica ed elettrica di vari modelli di PVT-w media annuale e a temperatura ridotta nulla

Tipologia Pannello	Efficienza Termica		Efficienza Elettrica	
	$T_R = 0$	media annuale	$T_R = 0$	media annuale
PV	–	–	0.097	0.072
Sheet and tube senza copertura	0.52	0.24	0.097	0.76
Sheet and tube con 1 vetro di copertura	0.58	0.35	0.089	0.066
Sheet and tube con 2 vetri di copertura	0.58	0.38	0.081	0.058
Canale sopra PV	0.65	0.38	0.084	0.061
Canale sotto PV opaco	0.60	0.35	0.090	0.067
Canale sotto PV trasparente	0.63	0.37	0.090	0.065
Flusso libero	0.64	0.34	0.086	0.063
Doppio assorbitore senza intercapedine d'aria	0.66	0.39	0.085	0.061
Doppio assorbitore con intercapedine d'aria	0.65	0.37	0.084	0.061
Collettore solare termico	0.83	0.51	–	–

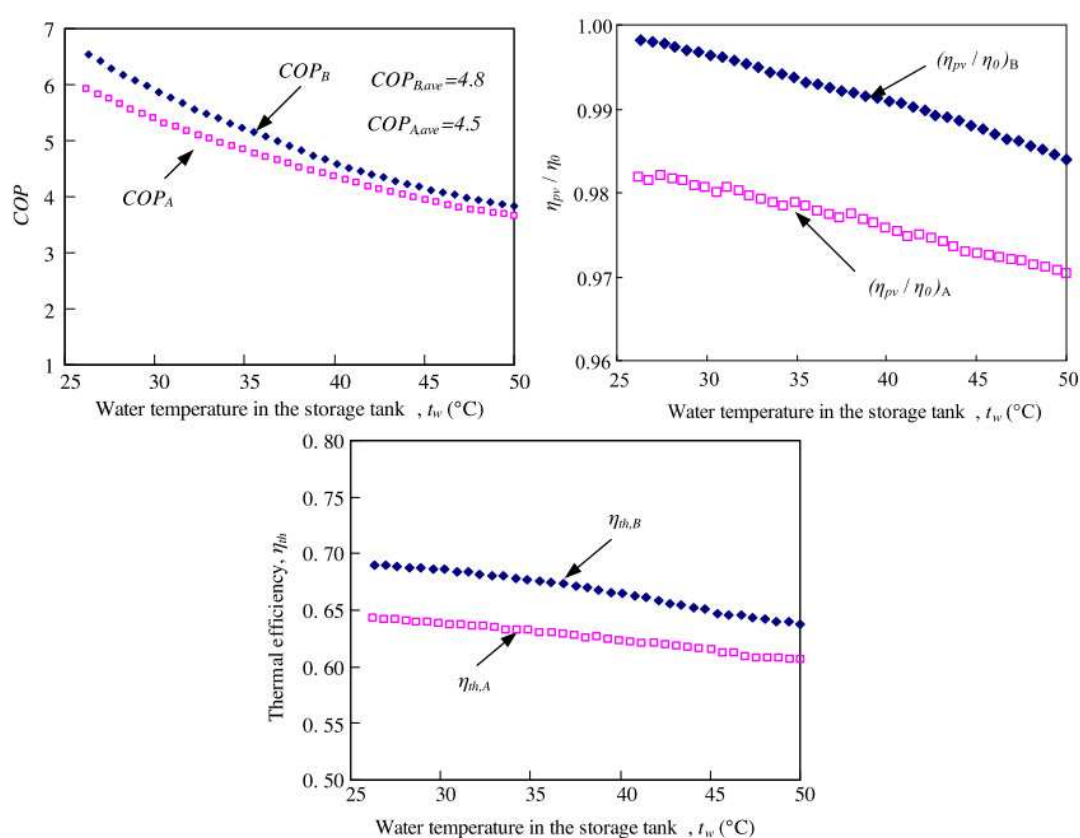
che per tre giornate tipo di altrettante città cinesi la riduzione di carico di raffreddamento degli ambienti grazie alla corrente d'aria dietro i PV è compresa in un range che va dal 33% al 52% del totale.

### PVT con fluido refrigerante

Ji e altri [18] hanno sviluppato un modello dinamico basato sull'approccio dei parametri distribuiti per simulare le prestazioni di un PVT usato come evaporatore di una pompa di calore. Il modello è stato inoltre validato da test sperimentali effettuati su di un modulo PV laminato sulla parte frontale di un assorbitore termico. La simulazione è in grado di fornire la distribuzione spaziale della temperatura del refrigerante, la sua entalpia e il titolo di vapore noti la temperatura esterna e l'irradianza solare. I risultati ottenuti durante il periodo di test hanno mostrato un'efficienza elettrica e termica medie di oltre 12% e 50% rispettivamente. È stato inoltre simulato con le stesse condizioni al contorno il comportamento di un collettore solare termico: questo riesce ad avere un rendimento termico maggiore del PVT (in media 68,1%) ma per contro come ovvio non produce energia elettrica.

Xu e altri hanno condotto uno studio analogo considerando inoltre le prestazioni della pompa di calore che utilizza R22 come fluido refrigerante. È stato

sviluppato un modello numerico validato dalle misure effettuate sul prototipo. La particolarità del collettore è quella di avere, al posto dei tubi circolari in rame, dei micro-canali in alluminio saldati al di sotto dell'assorbitore che permettono un maggior contatto con la superficie di questo. I risultati ottenuti in funzione della temperatura del serbatoio di accumulo mostrano che la configurazione con micro-canali permette di ottenere dei COP e dei rendimenti termici ed elettrici maggiori rispettivamente del 7%, del 6%, e del 2% rispetto al normale collettore (vedi figura 2.12 dove per rendimento elettrico relativo si intende il rapporto tra l'efficienza misurata del PV rispetto a quella ottenuta in condizioni standard a 25°C e con 1000 W/m<sup>2</sup> di irradianza). Il modello è stato usato anche per



**Figura 2.12:** Andamento del COP (in alto a destra), del rendimento elettrico relativo (in alto a sinistra) e del rendimento termico (in basso) in funzione della temperatura del serbatoio di accumulo

simulare le prestazioni annuali per due città cinesi: Nanjing e Hong Kong. I

valori massimi e minimi di COP e rendimento elettrico relativo ( $\eta_{pv}/\eta_0$ ) sono riportati nella tabella sotto.

Città	COP	$\eta_{pv}/\eta_0$
Nanjing	3,42÷4,70	0,99÷1,1
Hong Kong	3,87÷5,24	0,97÷1,05

I ricercatori hanno anche osservato la discrepanza tra energia termica prodotta e richiesta durante i mesi estivi (dove ve ne era in eccesso) e invernali (dove invece mancava). Per correggere ciò hanno proposto e simulato un compressore a giri variabili che diminuisse la velocità durante le giornate più calde e l'aumentasse in quelle più fredde o senza sole. Questo porta ad un aumento del COP e ad un più corretto accoppiamento tra la curva di domanda e quella di offerta di energia termica [19] .

Nonostante il vetro di copertura possa non essere necessario nelle stagioni più temperate, in inverno la temperatura ambiente può scendere molti gradi al di sotto di quella di evaporazione. Pei e altri hanno condotto un'analisi comparativa in merito alla presenza della copertura. I risultati hanno mostrato che, se da un lato il vetro aumenta l'efficienza exergetica termica, dall'altro diminuisce quella fotovoltaica. Tuttavia la presenza della copertura durante la stagione invernale è positiva per l'efficienza exergetica globale e per il COP [20] .

### 2.4.3 Simulazioni di sistema

#### PVT ad acqua

Attraverso TRNSYS, un software per simulare il transitorio di uno o più componenti in relazione tra loro, Kalogirou [21] ha modellato un sistema composto da un PVT-w, batterie, inverter, serbatoio di acqua calda, pompa di circolazione e termostato differenziale. Lo studio ha fornito per le condizione meteo tipo di Nicosia (Cipro), la portata di acqua ottimale per il sistema (25 lt/h); è stato inoltre mostrato che il rendimento medio annuale del PV è passato da 2,8% a 7,7% coprendo inoltre il 49% del fabbisogno di ACS (Acqua Calda Sanitaria) di un'abitazione tipica. Il rendimento medio annuale dell'intero sistema è 31,7% mentre il *pay-back time* è stato stimato in 4,6 anni.

Kalogirou e Tripanagnostopoulos basandosi sempre su TRNSYS hanno simulato un PVT-w per la produzione di acqua calda sanitaria prevedendo sia la

configurazione attiva (con pompa di circolazione) sia quella passiva (a circolazione naturale o termosifone). La loro analisi ha coperto 12 casi con due tipi di moduli PV (pc-Si e a-Si) in tre città differenti: Nicosia (a 35°N) in Cipro, Atene (a 38°N) in Grecia e Madison (a 43°N) in USA. Le utenze analizzate sono state piccoli sistemi residenziali passivi, grandi condomini e piccoli edifici per uffici. I risultati hanno mostrato che le celle pc-Si hanno dei rendimenti elettrici più alti mentre quelle in silicio amorfo (a-Si) hanno mostrato un miglior comportamento nella produzione di energia termica. Quest'ultime hanno anche un più basso rapporto costi/benefici a causa del più basso costo iniziale. Naturalmente il vantaggio economico è maggiore per Atene e Cipro rispetto a Madison dove la disponibilità di radiazione è minore. Risultati simili sono stati ottenuti considerando applicazioni industriali.

Ji e altri modificando il sopracitato modello numerico sviluppato da Chow [15] hanno condotto un'analisi energetica, validata poi da risultati sperimentali, su di un PVT-w vetrato a circolazione naturale formato un assorbitore con micro canali in lega di alluminio ricoperto parzialmente da celle di c-Si. Il sistema comprende inoltre un serbatoio di accumulo, un inverter, quattro batterie. Gli esperimenti e le simulazioni sono state fatte con diverse portate e temperature in ingresso; quando la massa d'acqua presente nel serbatoio (circa equivalente a quella circolata nel collettore) supera gli 80  $kg/m^2$  l'efficienza elettrica media giornaliera è stata calcolata pari a circa 10,15%, quella termica circa 45% mentre il rendimento complessivo del sistema medio giornaliero 52%. I dati sopra valgono per il prototipo costruito che ha un *packing factor* di 0,63 e una trasmissività del vetro di copertura di 0,83. Attraverso il modello è stato possibile valutare l'influenza di quest'ultimi due parametri: sia all'aumentare del *packing factor* che della trasmissività le prestazioni globali aumentano. Da notare che questo è in contrasto con quanto rilevato da Sopian e altri per i PVT-a per il quale efficienza termica e globale diminuiscono all'aumentare del *PF* (cfr. pag.15).

### **PVT ad aria**

Garg e Adhikari hanno simulato le performance di un PVT-a con un vetro di copertura e quelle di uno senza basandosi sulla risoluzione analitica delle equazioni differenziali associate alla variazione di temperatura del fluido di lavoro lungo la direzione del flusso. Hanno trovato che all'aumentare del *PF* l'efficienza elettrica aumenta mentre quella termica cala. Questo è dovuto al fatto che quando il numero di celle solari cresce, più radiazione solare è convertita in energia elettrica riducendo quindi la parte trasformata in energia termica. Il

rendimento globale del sistema aumenta con la lunghezza del collettore, con la portata in massa e con il  $PF$  (in accordo con Ji e altri ) mentre diminuisce con la larghezza del canale [23] .

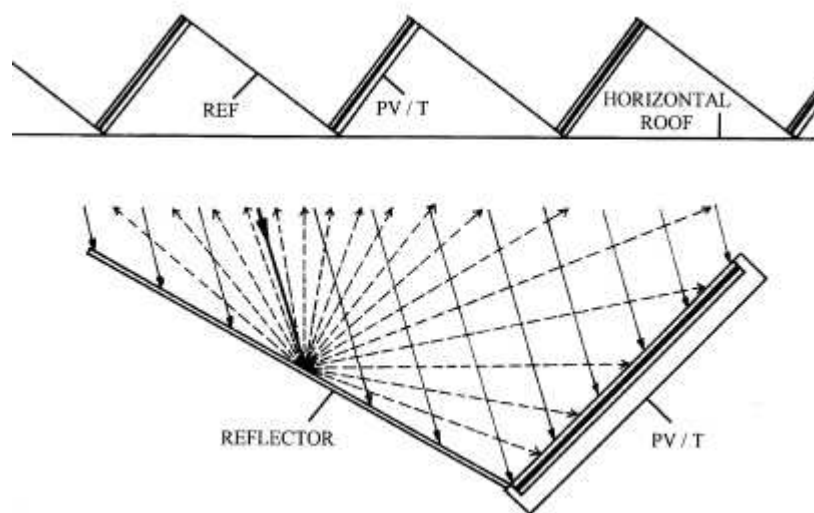
Utilizzando TRNSYS, Mei e altri [24] hanno portato a termine una simulazione dinamica di un BiPVT-a. Risultati sperimentali ottenuti sulla facciata della biblioteca Mataro in Spagna hanno validato il modello. I fabbisogni estivi ed invernali di vari edifici europei con e senza la facciata ventilata sono stati determinati tenendo conto delle variazioni climatiche. I risultati mostrano che il 12% del fabbisogno invernale può essere risparmiato utilizzando l'aria pre-riscaldata proveniente dalla facciata ventilata in un edificio a Barcellona (41,3°N) ma solo il 2% per edifici a Stuttgart in Germania (48,8°N) e a Loughborough in UK (52,8°N).

#### 2.4.4 Lavori Sperimentali

Tripanagnostopoulos e altri [25] hanno costruito e confrontato tra loro dei PVT raffreddati ad aria o ad acqua con la presenza o meno della copertura e con delle lastre piane di alluminio usate come concentratori diffusi (vedi fig.2.13). Sono state valutate le prestazioni anche in funzione del tipo di cella fotovoltaica (pc-Si e a-Si). I risultati ottenuti hanno mostrato che:

1. la rimozione di calore tramite acqua è più efficiente di quella tramite aria (vedi fig. 2.14), specialmente in estate quando l'acqua proveniente dalla rete idrica è più fredda dell'aria esterna
2. la presenza del vetro di copertura aumenta l'efficienza termica del 30% in più rispetto alla configurazione non vetrata ma ne diminuisce quella elettrica del 16% a causa delle perdite ottiche. Il vetro è quindi consigliato per i sistemi che vogliono massimizzare l'output termico.
3. l'utilizzo dei riflettori in alluminio aumentano sia il rendimento termico che elettrico (quest'ultimo, con un fattore di concentrazione pari a 1,35, è maggiore del 16% rispetto al PVT base)
4. l'utilizzo combinato di riflettori e copertura aumenta il rendimento termico del 45% per il PVT-w e del 100% per il PVT-a rispetto ai casi base; il rendimento elettrico per questa configurazione si mantiene su valori accettabili poichè l'effetto negativo del vetro è compensato dalla maggior radiazione incidente grazie ai riflettori

5. non vale la pena utilizzare i riflettori se l'angolo tra questi e i PVT è maggiore di  $90^\circ$
6. il rendimento elettrico è circa lo stesso indipendentemente dal fluido refrigerante utilizzato (vedi fig. 2.15)

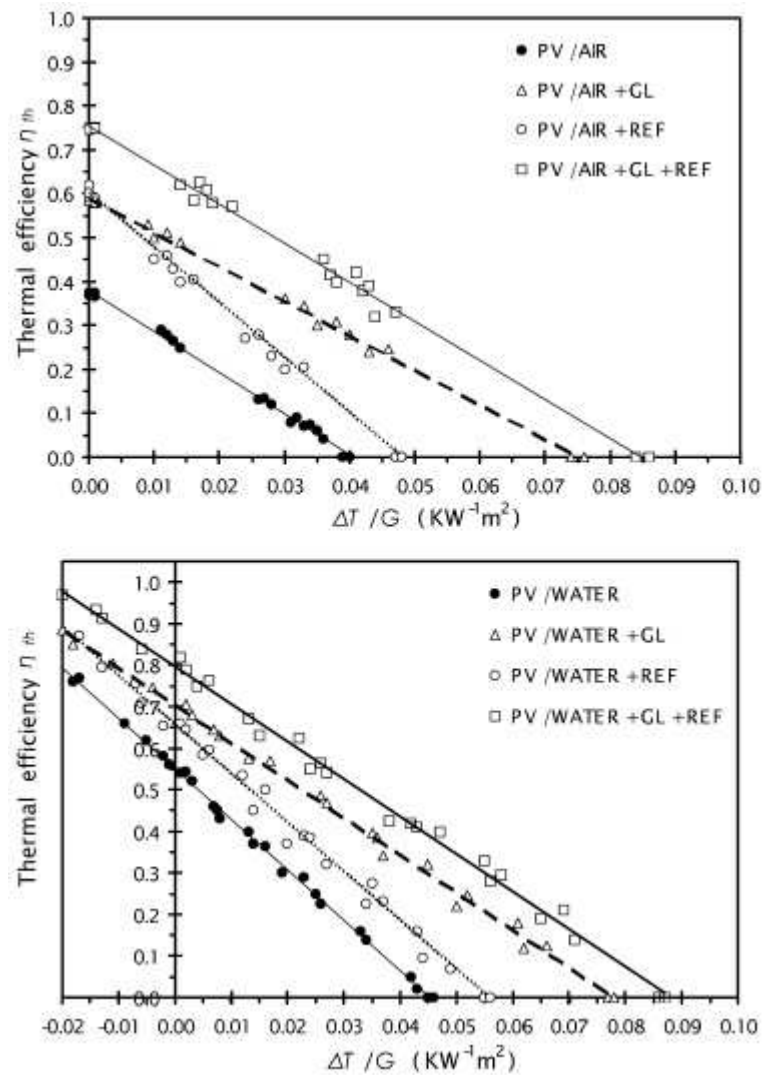


**Figura 2.13:** PVT con riflettori diffusi posti su tetto orizzontale

Tripanagnostopoulos basandosi su suoi lavori precedenti, ha inoltre introdotto un PVT bi-fluido che viene raffreddato contemporaneamente da aria ed acqua. Tre diverse collocazioni dello scambiatore ad acqua sono state valutate e la migliore è risultata essere quella sotto il PV sia per quanto riguarda il calore estratto dall'acqua che dall'aria [10] .

### **PVT ad acqua**

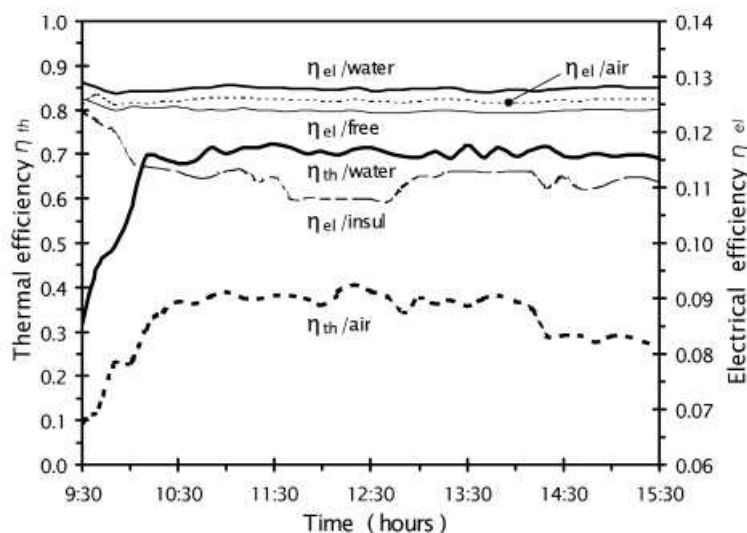
Saitoh e altri [26] in Giappone hanno studiato sperimentalmente le prestazioni di un PVT *sheet and tube* con un vetro di copertura e una soluzione di glicol propilenico come refrigerante. Con una temperatura e una portata in ingresso costante, il rendimento elettrico delle celle è stato misurato nel range di 10-13% mentre l'efficienza termica tra 40 e 50%. L'efficienza globale è leggermente inferiore rispetto a quella di un collettore solare termico mentre il



**Figura 2.14:** Rendimento termico per PVT-a (alto) e PVT-w (basso) senza vetro, con copertura (GL), con l'uso di riflettori (REF) e con vetro e riflettori (GL+REF)

rendimento exergetico è più alto di quello del singolo PV o pannello solare termico.

Fujisawa e Tani [27] hanno usato per valutare le prestazioni del loro PVT-w l'approccio exergetico in modo tale da poter confrontare sullo stesso piano energia termica ed elettrica. Hanno trovato che il PVT-w senza copertura produce il



**Figura 2.15:** Rendimento termico e elettrico di PVT-w, PVT-a, PVT con entrambe le facce esposte all'aria (FREE) e PVT isolato posteriormente

più alto valore di exergia elettrica mentre le prestazioni termiche della configurazione con un vetro di copertura è circa paragonabile al tradizionale collettore termico (il pannello non vetrato ha dei rendimenti minori a causa delle maggiori perdite dalla parte frontale).

### PVT ad aria

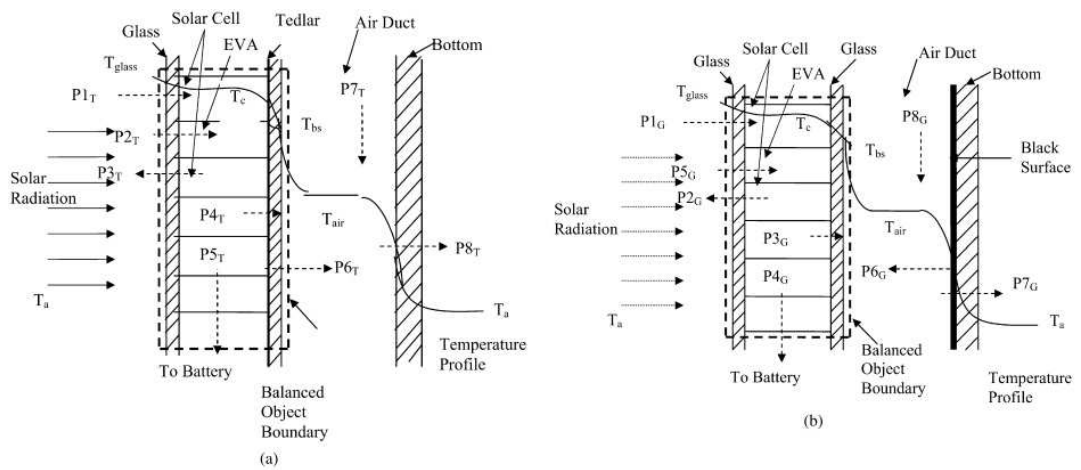
Joshi e altri [28] hanno costruito un PVT-a in due diverse configurazioni: *glass-to-temlar* e *glass-to-glass* (vedi fig.2.16). Nella prima la radiazione solare è assorbita dalle celle solari e dall'EVA e poi per conduzione allo strato di tedlar al di sotto il quale l'aria fluisce e ne asporta il calore. Nel secondo tipo invece la radiazione è assorbita dalle celle fotovoltaiche e dalla superficie nera isolata posta alla base del collettore; l'aria si riscalda asportando calore per convezione dalla superficie nera e dal vetro posto dietro le celle PV. È stato fatto un modello analitico per simulare le prestazioni delle due configurazioni validato poi da misure sperimentali sul primo tipo. Come si può vedere dalla tabella 2.2 il secondo tipo permette di raggiungere delle efficienze termiche e globali più elevate mentre il rendimento elettrico è lo stesso. La temperatura dell'aria in uscita varia da un range di 33°C alle 8 am a un massimo di 46°C all' 1 pm; per il PV *glass-to-glass* i valori sono leggermente più alti. Lo studio ha inoltre



mostrato che l'efficienza globale diminuisce con la lunghezza del canale in entrambe le configurazioni mentre aumenta con la velocità dell'aria nel condotto fino a raggiungere un asintoto.

**Tabella 2.2:** Efficienza elettrica, termica e globale delle configurazioni PVT-a *glass-to-glass* e *glass-to-tedlar*

Tipologia PV	Efficienza Elettrica	Efficienza Termica	Efficienza Globale
<i>glass-to-glass</i>	9.5 ÷ 11%	15.7 ÷ 18.3%	43.4 ÷ 47.4%
<i>glass-to-tedlar</i>	9.5 ÷ 11%	13.4 ÷ 16.5%	41.6 ÷ 45.4%



**Figura 2.16:** Due diverse configurazioni di PVT-a: *glass-to-tedlar* (a) e *glass-to-glass* (b)

### PVT con fluido refrigerante

Ji e altri hanno testato un prototipo di PV-SAHP nella città di Hefei (31°53'N) in Cina. Le prove sono state condotte con moduli fotovoltaici senza copertura, compressore a velocità costante e a quattro diverse temperature di condensazione: 20, 30, 40 e 50°C. In figura 2.17 è mostrato l'andamento giornaliero del COP e del rendimento elettrico in funzione della temperatura di condensazione: i valori medi giornalieri del COP sono stati 7,1, 6,6, 4,4 e 3,5 a  $T_{cond}$  di 20°C, 30°C, 40°C e 50°C rispettivamente. Gli autori hanno sottolineato

come tali valori siano maggiori di quelli di una tradizionale pompa di calore e di come inoltre utilizzando tale tecnologia sia possibile ottenere anche elevati rendimenti fotovoltaici.

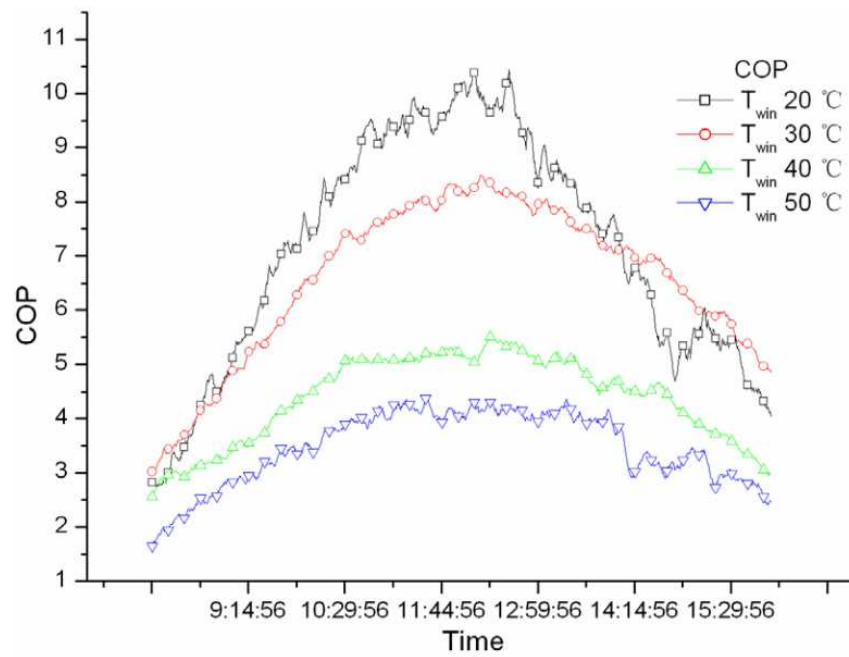
## 2.5 Applicazioni commerciali

Come precedentemente detto, le installazioni commerciali di PVT rimangono limitate e soprattutto ancora prive di un monitoraggio delle prestazioni e dell'affidabilità a lungo termine. Un gruppo di ricerca, iniziato il primo gennaio 2005 e durato tre anni, è stato formato dall'IEA (*International Energy Agency*) nell'ambito del progetto IEA Solar Heating and Cooling programme. Gli obiettivi di questo team di lavoro erano quelli di catalizzare lo sviluppo e l'introduzione nel mercato di sistemi PVT di alta qualità e commercialmente competitivi standardizzando nel contempo le prove di misura delle prestazioni, i metodi costruttivi e le caratteristiche commerciali dei prodotti. Al progetto hanno partecipato organismi di ricerca, produttori e università da molti paesi del mondo tra cui Italia, Canada, Grecia, Hong Kong, Israele, Olanda, Danimarca e altri ancora [30] [w-4]. Tra i risultati ottenuti da questa delegazione ci sono più di 50 progetti in corso o già finalizzati. Di seguito verranno presentati i prodotti commercialmente disponibili.

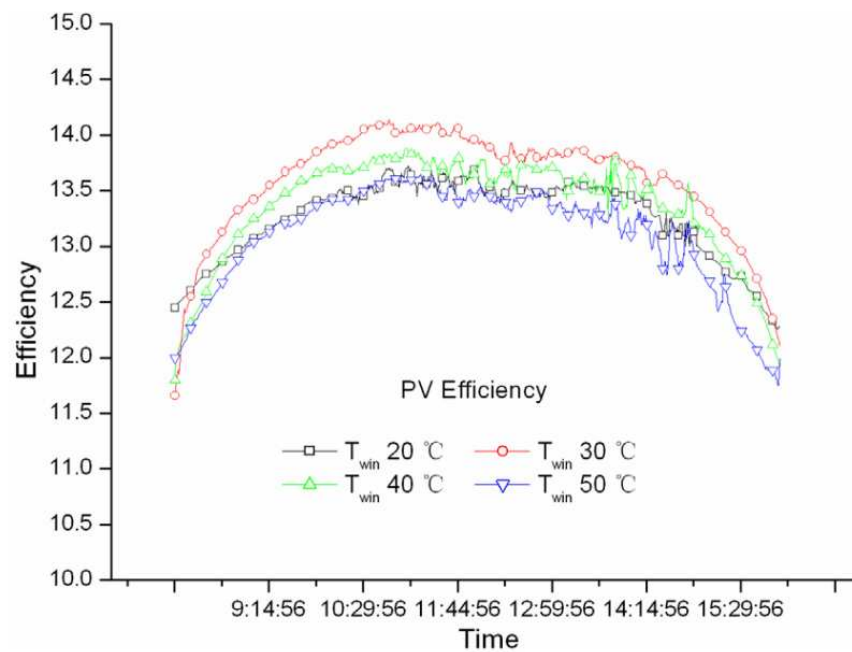
### 2.5.1 PVT ad acqua

L'olandese *PVTwins* ha sviluppato e messo in commercio due tipologie di pannelli ibridi ad acqua entrambi con celle di tipo c-Si: *PVT panels* e *PVT collectors*. La differenza tra i due sta nella temperatura a cui è fornita l'acqua in uscita:

- Il *PVT panel* è un assorbitore PVT posto in un telaio di alluminio isolato posteriormente senza copertura superiore (vedi fig.2.18 a) fornisce acqua fino a 50°C e un output elettrico maggiore rispetto ad un PV convenzionale grazie al raffreddamento dei moduli. È adatto quindi per applicazioni a bassa temperatura come pompe di calore, accumuli geotermici e secondo i produttori può soddisfare completamente il carico di riscaldamento di una famiglia olandese e coprire il 96% del fabbisogno elettrico dell'edificio.
- Il *PVT-collector* (vedi fig.2.18 b) consiste in uno o più assorbitori posti in un telaio di alluminio isolato con un vetro di copertura. Può fornire



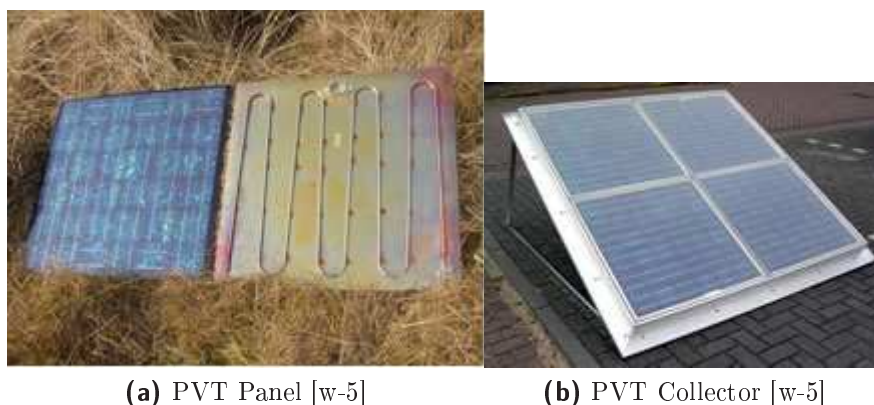
(a)



(b)

**Figura 2.17:** Andamento giornaliero del COP (a) e del rendimento elettrico (b) al variare della temperatura di condensazione

acqua fino a 90°C. A causa dell'alta temperatura, la produzione di energia elettrica annua è uguale a quella di un PV standard. È utilizzabile per produrre acqua calda sanitaria o per riscaldamento [w-5] .



**Figura 2.18**

L'israeliana *Millenium Electric* ha introdotto un PVT c-Si senza copertura denominato MSS –MIL-PVT (vedi fig.2.19) raffreddato sia da aria che da acqua. L'efficienza elettrica dichiarata va dal 14,2% al 17,425% in base ai modelli mentre quella termica arriva fino a 70% (35% con l'aria e 35% con l'acqua o 70% solo acqua). Gli output termici ed elettrici nelle normali condizioni climatiche del medio-oriente sono rispettivamente di 6000 kcal al giorno e  $0,4 \div 0,8 kW/m^2$  (o 320Wp). La temperatura in uscita dal collettore raggiunge al massimo  $50 \div 55^\circ C$  nelle normali condizioni di utilizzo [w-6] . Anche in Italia c'è un'azienda udinese, la *Fototherm*, che produce un PVT-w senza copertura. In base al modello, il modulo PV può raggiungere efficienze elettriche da 10,4 a 13,0% consentendo una produzione media annua per le regioni del nord Italia maggiore del 20% rispetto ad un PV standard. Se utilizzato in applicazioni ad alta temperatura invece permette di ottenere un'efficienza termica del  $50 \div 60\%$  ed elettrica pari a quella di un normale PV [w-7] .

Un'ulteriore azienda italiana che ha puntato sulla tecnologia PVT è la *Sy.t.en.* che ha sviluppato in collaborazione con l'università di Padova il pannello HYBRIS. Il modulo è privo di copertura ed è raffreddato da liquido in circuito chiuso che va poi a scambiare calore in uno scambiatore [w-8] .

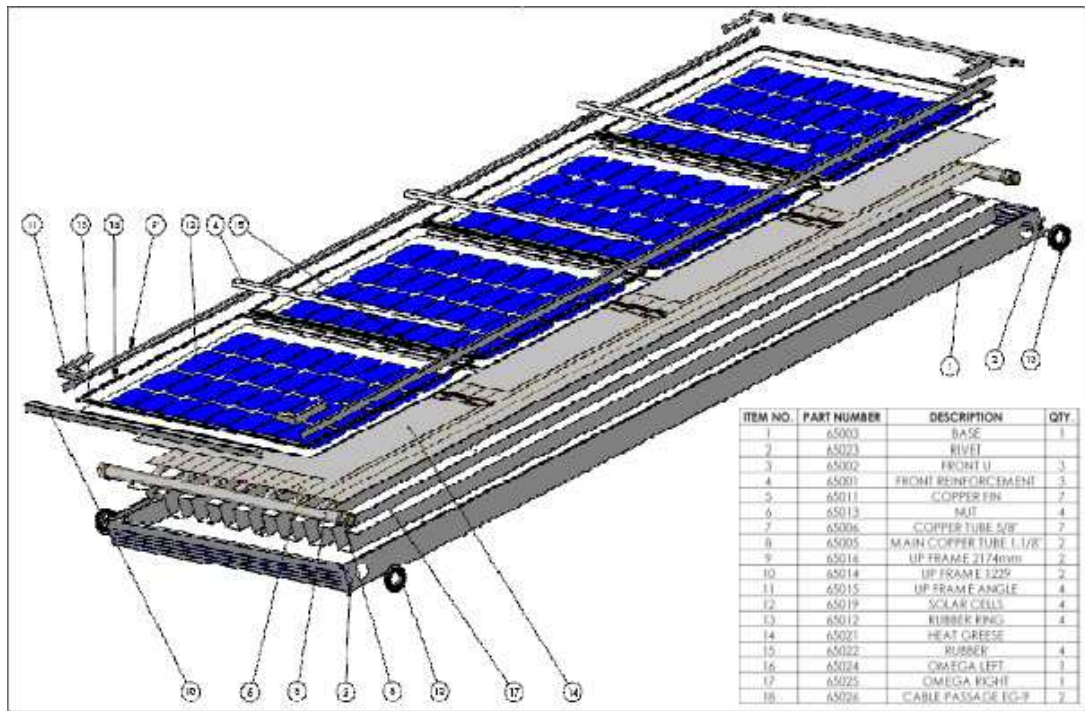


Figura 2.19: Millenium Electric MIL - PVT

### 2.5.2 PVT ad aria

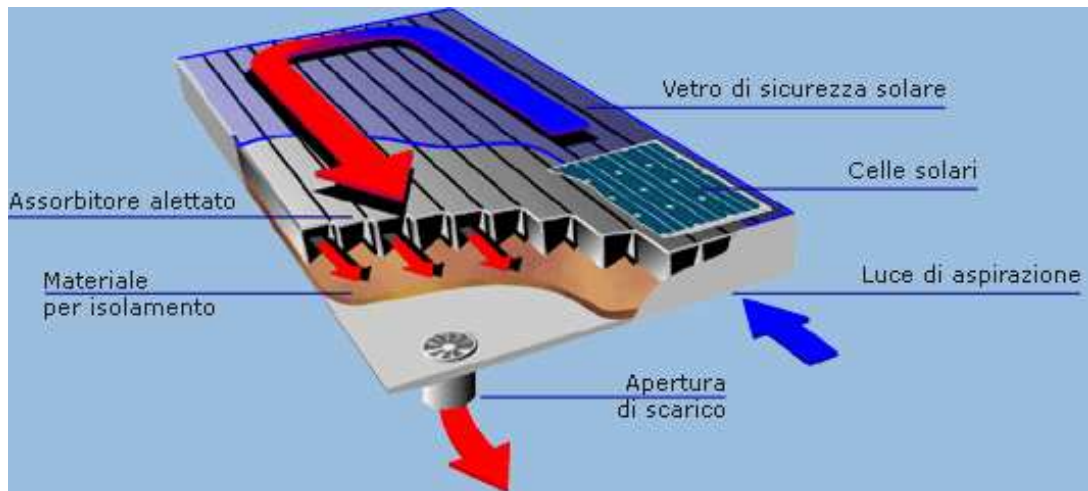
La tedesca *Grammer Solar* ha sviluppato un collettore solare ibrido ricoperto parzialmente da celle fotovoltaiche denominato TWINSOLAR (vedi fig.2.20). Lo scopo principale del pannello è quello di fornire aria calda da usare per riscaldare e ventilare edifici mentre l'energia elettrica prodotta dal PV viene usata fundamentalmente per alimentare il ventilatore. L'aria passa nel collettore all'interno di canali rettangolari in alluminio e viene in seguito inviata al sistema di ventilazione. Il rendimento termico del sistema varia da 30 a 50% in base ai modelli.

La divisione SolarWall della *Conserval Engeneering* ha commercializzato due versioni di moduli PV raffreddati ad aria: SolarWall® integrabile nelle pareti dell'edificio e SolarDuct® installabile a tetto. Entrambi sono costituiti da dei moduli PV montati sopra dei canali forati all'interno dei quali viene richiamata aria esterna (vedi fig.2.21); questa asporta calore ai pannelli e può essere utilizzata per la ventilazione degli edifici. L'innalzamento di temperatura dell'aria va dai 6 a 20°C mentre l'efficienza globale (termica + elettrica) arriva fino a 50%. La versione SolarWall® inoltre permette di raffrescare le pareti o il tetto dell'edificio sul quale installato durante le stagioni più calde [w-9] .

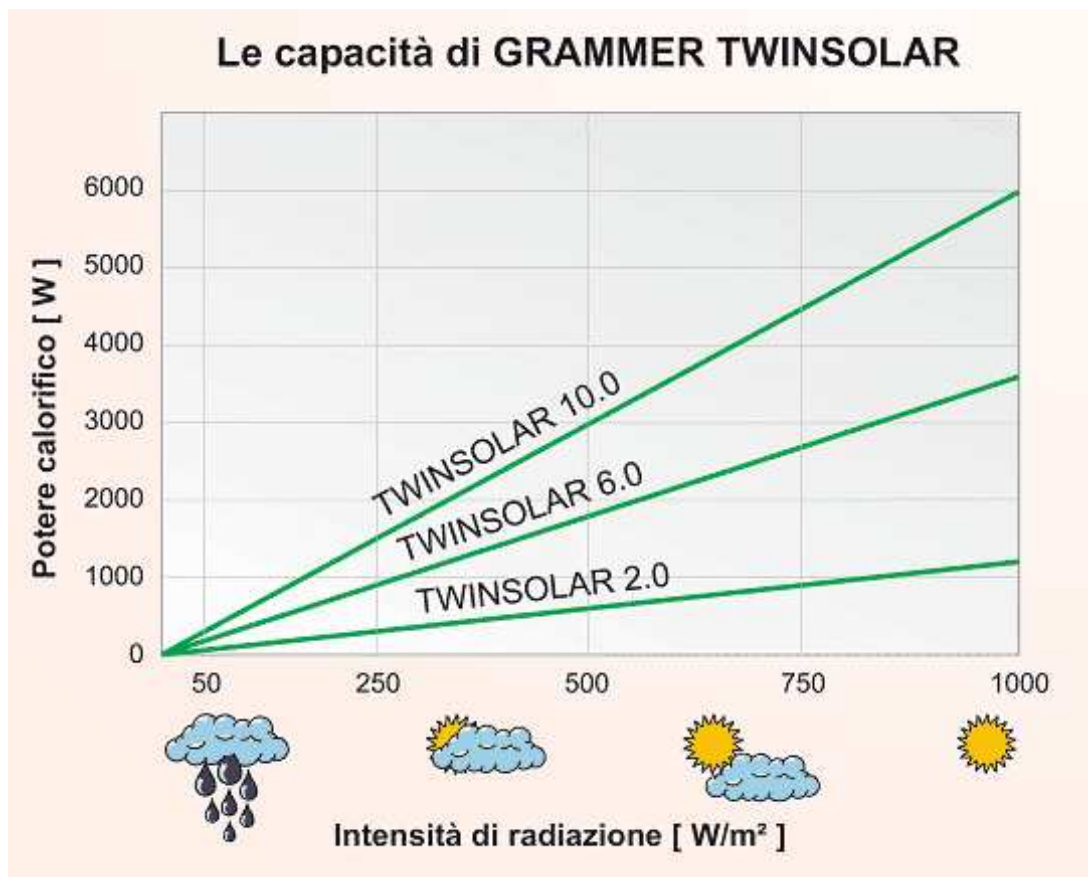
### 2.5.3 PVT a concentrazione

L'*Australian National University* (ANU) in collaborazione con *Rheem Australia* ha sviluppato il collettore a concentrazione CHAPS (Combined Heat and Power Solar). Uno specchio parabolico ad inseguimento solare su di un singolo asse riflette la radiazione su una serie di celle fotovoltaiche ad alta efficienza (vedi fig.2.22a). Le celle che si vedono inversire con un'intensità circa 35 volte quella del Sole, hanno un'efficienza elettrica del 20%; il resto dell'energia solare è convertita in calore che è in parte rimosso da un flusso d'acqua che scorre in un canale al di sotto delle celle e che verrà poi convogliato verso sistemi d'accumulo nell'edificio. Il rendimento globale è di circa 60% anche se le prestazioni dipendono molto dal luogo d'installazione (è stato per esempio misurato che un CHAPS di 24m ad Alice Springs rende l'80% in più rispetto allo stesso installato a Melbourne). Attualmente la produzione dei collettori avviene all'interno dell'ANU ma si prevede che il lancio commerciale ridurrà significativamente i costi. Un altro progetto portato avanti dall'ANU è lo sviluppo di un sistema per uso domestico composto da un collettore solare con dei micro-concentratori che riflettono la radiazione verso altrettanti ricevitori (vedi fig.2.22b). Le piccole





(a) Schema di funzionamento



(b) Prestazioni termiche

Figura 2.20: Collettore TWINSOLAR della Grammer Solar

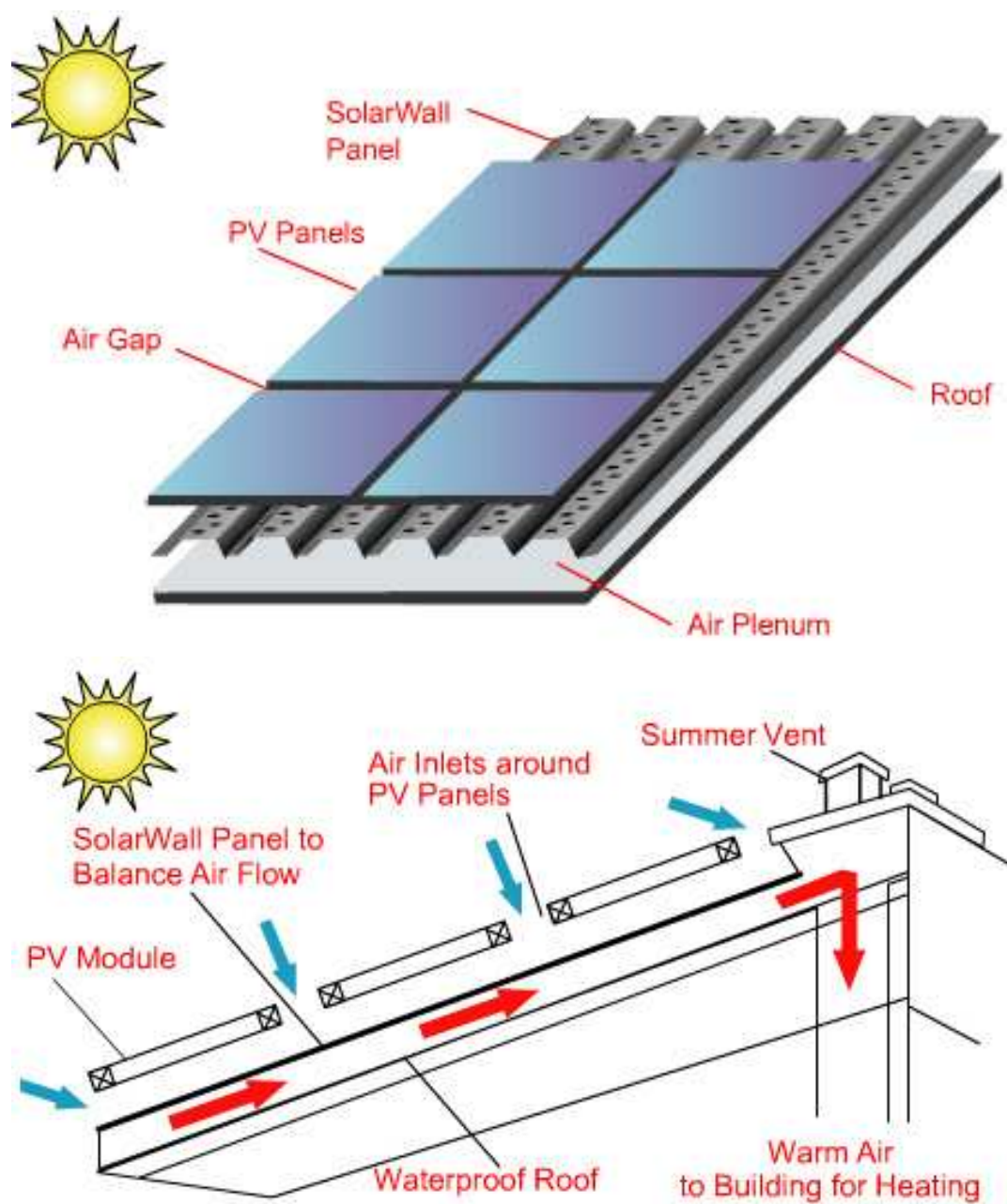


Figura 2.21: Principio di funzionamento di SolarWall®



Città	Produzione elettrica annuale (MWh)	Produzione termica annuale (MWh)
Adelaide	8	39
Alice Springs	10	49
Canberra	7	38
Melbourne	6	27

dimensioni e la relativa semplicità del sistema ne fanno un prodotto futuribile per sistemi di piccole dimensioni, molto presenti in Australia.



(a) Chaps

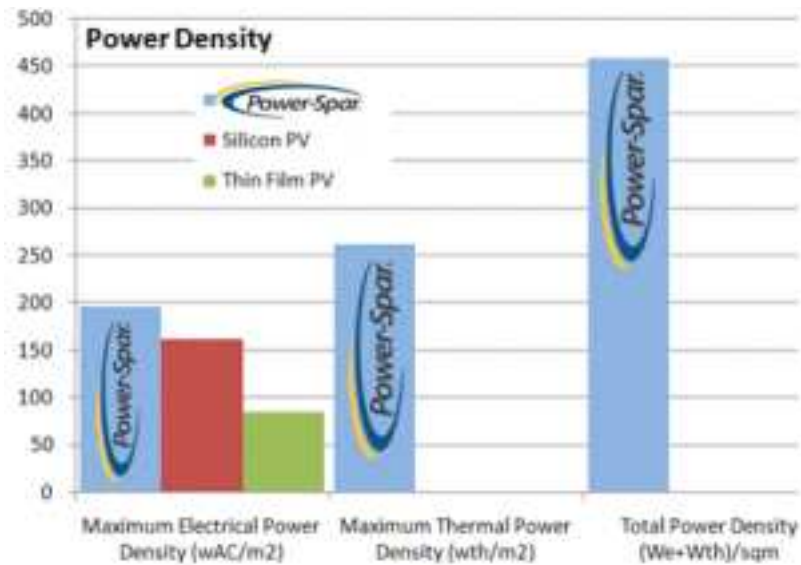


(b) Chaps con micro-concentratori

Figura 2.22

La canadese *Menova* ha progettato un collettore solare ad alta concentrazione chiamato Power-Spar® (vedi fig2.24). È dotato di un inseguitore solare su due assi (uno per l'angolo di tilt l'altro per l'angolo di azimuth), un numero variabile di specchi parabolici che trasmettono la radiazione concentrata fino a 1000 volte al ricevitore; questo è sospeso sopra di essi ed è dotato di modulo PV ad alta efficienza (celle a tripla giunzione con rendimento pari al 35% in condizioni standard). Un fluido termovettore (che varia in funzione della temperatura da raggiungere) scorre dietro di esso e ne asporta il calore che poi può essere usato per la produzione di ACS, processi industriali, riscaldamento o, con l'unità Solar Thermal Air-Conditioning, raffrescamento di ambienti. Power-Spar® è disponibile nella versione ibrida, solo PV o solo termica.

La statunitense BrightPhase Energy ha invece realizzato un modulo a micro-concentratori (simile per certi versi a quello realizzato dall'ANU) che oltre a fornire energia elettrica e termica, provvede anche all'illuminazione naturale degli ambienti sottostanti (*day-lighting*). Il pannello è denominato Photensity™



**Figura 2.23:** Prestazioni elettriche, termiche e globali del PowerSpar®

(vedi fig.2.25) ed è composto da file di celle PV monocristalline accoppiate ad altrettanti micro-concentratori ad inseguimento solare su di un singolo asse. Dietro le celle scorre il fluido termovettore in tubi che servono sia per trasportare acqua che come perno di rotazione per l'allineamento dei concentratori. La loro posizione inoltre varia in funzione della nuvolosità al fine di far entrare più luce possibile all'interno. La radiazione raccolta è 5 volte maggiore rispetto ad un semplice collettore solare. È disponibile inoltre una versione integrabile a parete.

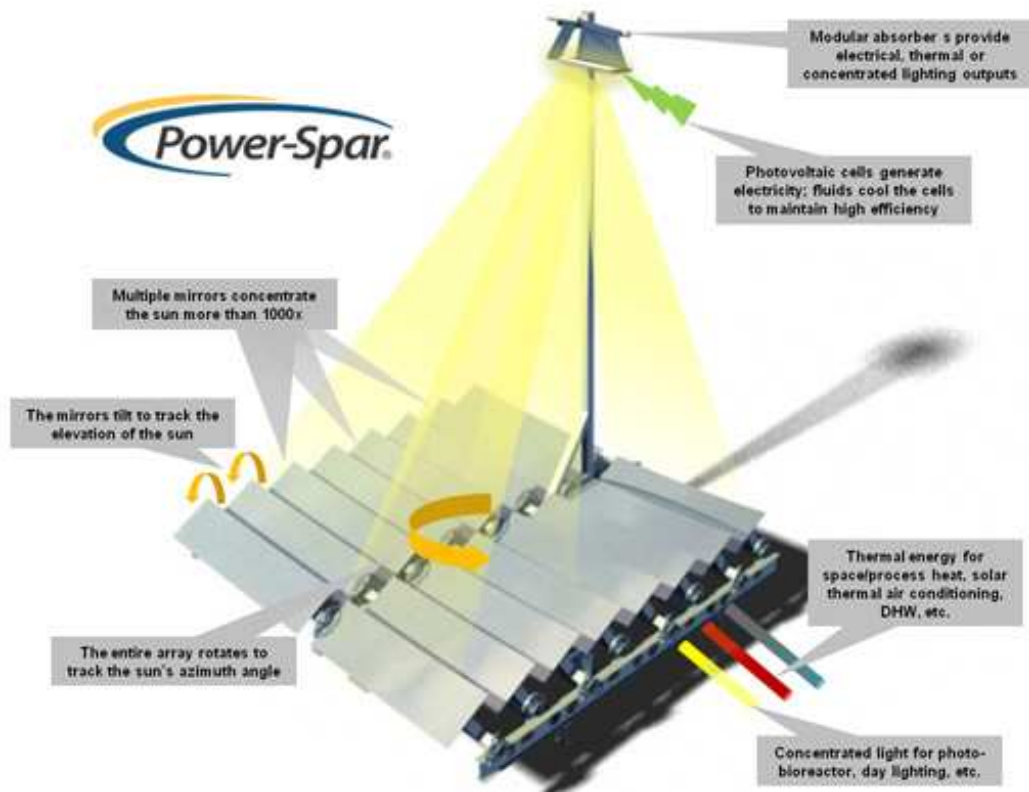
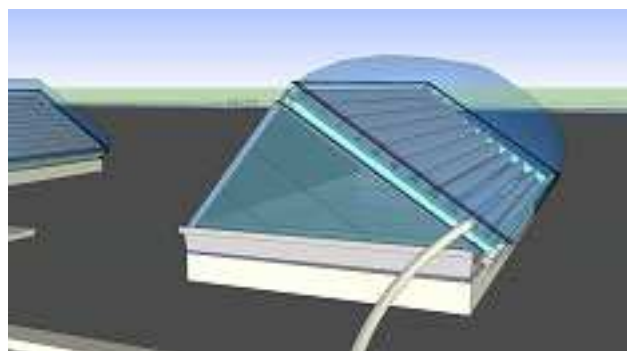


Figura 2.24: Power-Spar®



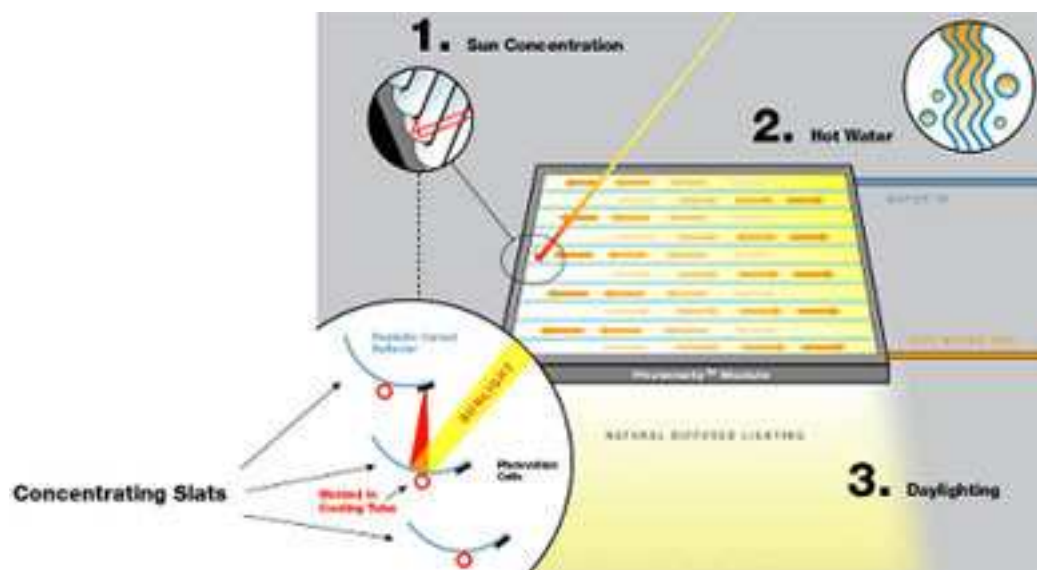


Figura 2.25: Schema di funzionamento di Photensity™

# Capitolo 3

## Analisi Termica

In questo capitolo verranno presentati dei modelli analitici che permettono di ricavare le distribuzioni di temperatura e le prestazioni per le configurazioni di PVT *a canale superiore* e *sheet and tube*. In particolare per quest'ultima tipologia ne sono stati sviluppati due: uno che considera il pannello come costituito da un unico materiale di proprietà termo-fisiche equivalenti e l'altro che invece distingue le celle fotovoltaiche dalla struttura di sostegno in alluminio.

Prima di presentare nel dettaglio i modelli sopracitati, nel prossimo paragrafo verranno richiamate alcune proprietà radiative dei vari materiali costituenti il collettore, in modo da capire meglio come la radiazione solare venga trasmessa, assorbita e infine riemessa dalle diverse superfici.

### 3.1 Proprietà radiative

#### 3.1.1 Copertura trasparente

In entrambe le tipologie di PVT oggetto di studio, la radiazione solare, prima di arrivare sulle celle PV ed essere assorbita, deve attraversare:

- il solo vetro di protezione del pannello nel caso di PVT *sheet and tube*;
- il vetro di copertura che delimita il canale d'acqua superiormente e il vetro di protezione delle celle nel caso di PVT *a canale*;

Quando la radiazione si trova all'interfaccia con il vetro, viene in parte riflessa, in parte assorbita e in parte trasmessa, per ogni lunghezza d'onda si può quindi

scrivere<sup>1</sup>:

$$G(\lambda) = G_r(\lambda) + G_t(\lambda) + G_a(\lambda) \quad (3.1)$$

dove  $G(\lambda)$  è la radiazione incidente sulla superficie,  $G_r(\lambda)$  la frazione riflessa,  $G_a(\lambda)$  quella assorbita e  $G_t(\lambda)$  quella trasmessa per la lunghezza d'onda  $\lambda$ . I parametri che misurano quantitativamente queste tre componenti sono rispettivamente la riflettività  $\rho$ , l'assorptività  $\alpha$  e la trasmittività  $\tau$  monocromatiche definite attraverso le seguenti formule:

$$\rho(\lambda) = \frac{G_r(\lambda)}{G(\lambda)} \quad (3.2)$$

$$\alpha(\lambda) = \frac{G_a(\lambda)}{G(\lambda)} \quad (3.3)$$

$$\tau(\lambda) = \frac{G_t(\lambda)}{G(\lambda)} \quad (3.4)$$

$$(3.5)$$

Dividendo la (3.1) per  $G(\lambda)$  è quindi possibile scrivere:

$$\rho(\lambda) + \alpha(\lambda) + \tau(\lambda) = 1 \quad (3.6)$$

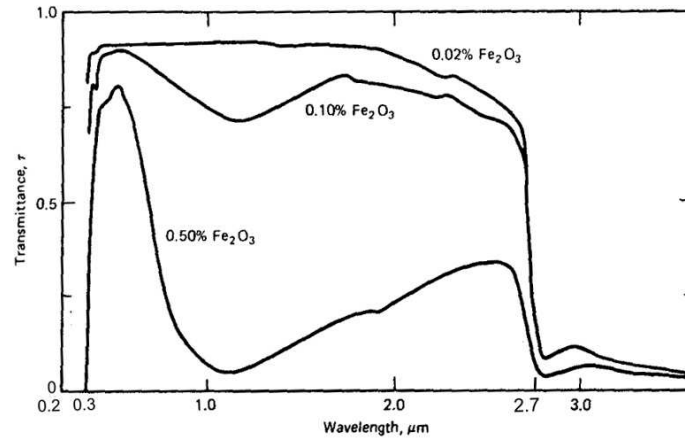
che rappresenta la legge con cui sono legate le tre proprietà. Queste in ogni caso variano in base al materiale, al tipo di trattamento che esso ha ricevuto e possono inoltre avere valori diversi in base alla lunghezza d'onda considerata. Tutto ciò è particolarmente vero per il vetro che presenta delle bande nello spettro elettromagnetico per cui è completamente opaco ( $\tau(\lambda) = 0$ ) e un comportamento più o meno variabile con la lunghezza d'onda in base al trattamento subito. Come si può osservare dalla figura 3.1, un alto contenuto di ossido di ferro determina dei forti assorbimenti della radiazione nel campo dell'infrarosso: ciò è negativo sia per la minor irradianza solare che viene trasmessa, sia per l'aumento di temperatura associato a tale assorbimento. Se invece si considera un vetro con un contenuto di ossidi di ferro limitato, la sua trasmittività può essere un'ottima approssimazione definita per bande:

$$\tau_c(\lambda) = \begin{cases} 0 & \text{per } 0 < \lambda < 0.3\mu m \\ 0.9 & \text{per } 0.3 < \lambda < 2.7\mu m \\ 0 & \text{per } \lambda > 2.7\mu m \end{cases} \quad (3.7)$$

---

<sup>1</sup>se il materiale è opaco naturalmente la componente trasmessa non è presente

Per ottenere invece un valore mediato in tutto lo spettro solare è possibile



**Figura 3.1:** Trasmissività del vetro al variare della lunghezza d'onda e al contenuto di ferro [31]

utilizzare la (3.8):

$$\tau_c = \frac{\int_0^\infty \tau_c(\lambda) G(\lambda) d\lambda}{\int_0^\infty G(\lambda) d\lambda} \approx \frac{0.9 \int_{0.3}^{2.7} G(\lambda) d\lambda}{\int_0^\infty G(\lambda) d\lambda} \quad (3.8)$$

L'irradianza solare  $G$ , può essere approssimata a quella emessa da un corpo nero a 5777K. La radiazione emessa per una data lunghezza d'onda  $\lambda$  e una data temperatura  $T$  da un corpo nero è espressa dalla legge di Planck:

$$G_n(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 \left( \exp\left(-\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1 \right)} \quad (3.9)$$

$$C_1 = 3.742 \cdot 10^8 \text{ [W}\mu\text{m}^4/\text{m}^2] \quad [32]$$

$$C_2 = 1.43868 \cdot 10^4 \text{ [}\mu\text{mK]} \quad [32]$$

La funzione  $F_{\lambda_1-\lambda_2, T}$  esprime il rapporto tra la potenza emessa da un corpo nero alla temperatura  $T$  in un certo intervallo di lunghezze d'onda e la potenza emessa alla stessa temperatura in tutto lo spettro:

$$F_{\lambda_1-\lambda_2, T} = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} G_n(\lambda, T) d\lambda}{\int_0^\infty G_n(\lambda, T) d\lambda} \quad (3.10)$$

Tale funzione è stata tabellata per diversi intervalli di lunghezze d'onda; nel nostro caso le  $\lambda$  d'interesse sono 0.3 e 2.7 per cui  $F(\lambda_1 - \lambda_2, T)$  vale rispettivamente:

- $F_{0-0.3,5777} = 0.012$
- $F_{0-2.7,5777} = 0.9732$

La (3.8) può quindi essere riscritta come:

$$\tau_c = 0.9 [F_{0-2.7,5777} - F_{0-0.3,5777}] = 0.9 (0.9732 - 0.012) = 0.8651 \quad (3.11)$$

Nei modelli relativi al PVT *sheet and tube* il valore della trasmittività usata sarà proprio quello indicato dalla (3.11) mentre per quanto riguarda il collettore a canale verrà impiegato la sua distribuzione spettrale indicata dalla (3.7). La differenziazione è motivata dal fatto che nel secondo caso, al di sotto del vetro è presente uno strato d'acqua che assorbirà e trasmetterà la radiazione solare secondo un comportamento molto variabile con la lunghezza d'onda: è stato ritenuto quindi opportuno effettuare un'analisi spettrale che comprenda sia la trasmissione dell'irradianza solare da parte del vetro che dell'acqua (cfr. 3.3.2). Per quanto riguarda la riflettività e l'assorptività del vetro invece, sono stati utilizzati dei valori mediati nello spettro in entrambi i modelli e pari a:

- $\alpha_c = 0.04$  [6]
- $\rho_c = 1 - \alpha_c - \tau_c = 0.0949$

### 3.1.2 Celle fotovoltaiche

Essendo il pannello fotovoltaico opaco, i coefficienti che interessano le celle sono solamente l'assorptività e la riflettività. Poiché vale la (3.6), nota una delle due proprietà è possibile ricavare l'altra. Anche il silicio ha dei valori di  $\alpha$  e  $\rho$  variabili con la lunghezza d'onda; in particolare presenta un notevole fattore di conversione della radiazione solare in energia elettrica nel campo del visibile e nelle ultime  $\lambda$  dell'ultravioletto mentre la sua attività nell'infrarosso è piuttosto limitata. Dato che comunque la radiazione incidente sulle celle è "filtrata" dal vetro (che è praticamente opaco all'infrarosso), sono stati presi dei valori medi pari a:

- $\alpha_{pv} = 0.9$  [6, 14]
- $\rho_{pv} = 1 - 0.9 = 0.1$

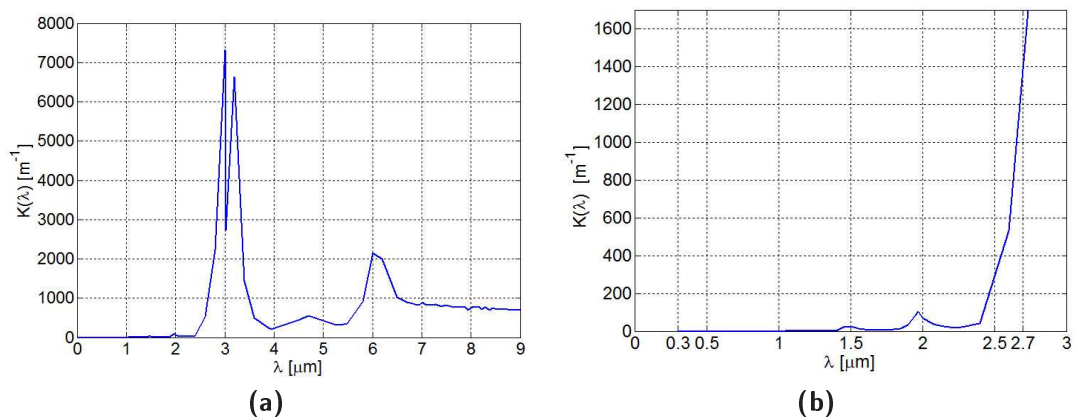


### 3.1.3 Assorbimento da parte dell'acqua

Lo strato di acqua che scorre tra la copertura vetrata e le celle fotovoltaiche non è completamente trasparente alla radiazione fatta filtrare dal vetro ma la sua trasmissività segue la legge di Bouget-Lambert indicata dalla seguente espressione:

$$\tau_w(\lambda) = \frac{G_t(\lambda)}{G_i(\lambda)} = \exp\left(-\frac{k_\lambda s_w}{\cos \vartheta}\right) \quad (3.12)$$

dove  $G_t(\lambda)$  è la radiazione monocromatica trasmessa,  $G_i(\lambda)$  quella incidente,  $s_w$  è lo spessore d'acqua attraversato,  $\vartheta$  è l'angolo d'incidenza della radiazione diretta e  $k_\lambda$  prende il nome di *coefficiente di estinzione monocromatico*. In letteratura è stato possibile reperire dei valori di  $k_\lambda$  al variare di diverse lunghezze d'onda e l'andamento è riportato in figura 3.2 (a). Come si può vedere, il trend è piuttosto disuniforme in quanto ci sono zone in cui l'acqua è praticamente trasparente mentre altre in cui l'assorbimento è elevatissimo. Se restringiamo lo spettro alle sole frequenze che lascia passare il vetro è possibile invece ottenere il grafico di figura 3.2 (b) dove si nota il forte aumento di  $k_\lambda$  in prossimità di circa  $2.5\mu m$ , zona di confine tra il visibile e l'infrarosso. La trasmissività dell'acqua



**Figura 3.2:** Coefficiente di estinzione dell'acqua nell'intero spettro solare (a) e nella banda passante del vetro (b)

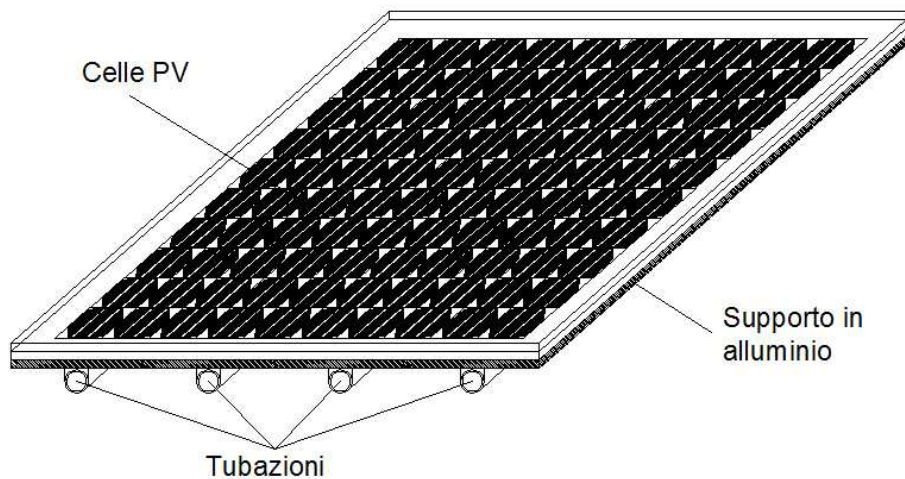
$\tau_w$  sarà quindi inversamente proporzionale allo spessore di acqua attraversato e al coefficiente di estinzione  $k_\lambda$ . Se consideriamo trascurabile la riflettività dell'acqua ( $\rho_w = 0$ ) allora la sua assorbività potrà essere ricavata attraverso la

(3.6):

$$\alpha_w(\lambda) = 1 - \tau_w(\lambda) = 1 - \exp\left(-\frac{k_\lambda s_w}{\cos \vartheta}\right) \quad (3.13)$$

## 3.2 Configurazione Sheet and Tube

Il collettore in esame è costituito da un modulo fotovoltaico laminato su un supporto in alluminio nel quale sono state ricavate le tubazioni disposte in parallelo (vedi fig.3.3). Nella parte posteriore del pannello è previsto invece uno strato di materiale isolante. Data la modularità del collettore quindi è sufficiente analizzare il comportamento di un singolo elemento tubo-aletta in alluminio-celle fotovoltaiche e poi estenderlo a tutti gli altri.



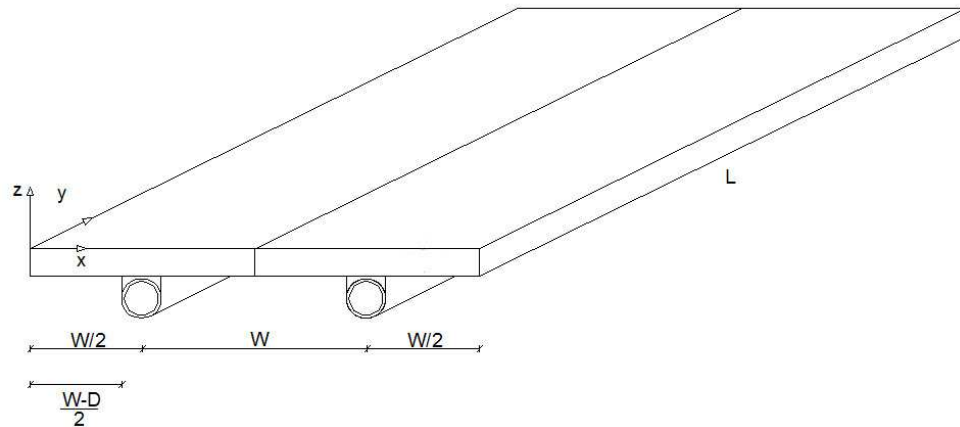
**Figura 3.3:** Schematizzazione di un collettore PVT *sheet and tube* costituito da 4 moduli tubo-aletta-celle PV

### 3.2.1 Materiale equivalente

Per determinare una distribuzione di temperatura approssimata in un PVT *sheet and tube* è stato usato un modello analitico simile a quello di un collettore solare termico riportato da Duffie e Beckman [31] con la differenza che in questo caso parte della radiazione solare viene convertita in un'energia elettrica. In riferimento alla figura 3.4, tale modello prevede di ricavare per ogni  $y$  la

temperatura del fluido termovettore, quella della tubazione e con queste calcolare l'andamento della temperatura dell'aletta in direzione  $x$ .

Per poter usare il modello sopracitato è necessario aver a che fare con un materiale omogeneo che non presenta gradienti di temperatura in direzione  $z$ ; a tal fine è stato determinato un materiale equivalente composto da vetro, silicio, alluminio e altri materiali di cui è costituito il PV, di altezza  $s_{eq}$  pari alla somma dei vari spessori  $s_i$  (vedi fig.3.5). Proprietà termo-fisiche come la conduttività



**Figura 3.4:** Rappresentazione schematica di due alette connesse insieme

termica, l'assorptività, l'emissività e la trasmissività che compaiono nei bilanci energetici del prossimo paragrafo sono state invece modellate come segue:

- per quanto riguarda la prima grandezza, essendo il pannello costituito da strati, è stata determinata una conduttività termica equivalente in direzione  $x$  facendo una media pesata sui vari spessori come indicato dalla (3.14)<sup>2</sup>;

$$G_{tot} = \sum_i \frac{k_i L s_i}{W/2} \triangleq \frac{k_{eq} L \sum_i s_i}{W/2}$$

$$k_{eq} = \frac{\sum_i k_i s_i}{\sum_i s_i} \quad (3.14)$$

<sup>2</sup>Nel presente studio la direzione  $x$  viene considerata quella in cui avviene prevalentemente la conduzione del calore: la conduttanza equivalente in direzione  $y$  è infatti molto minore di  $G_{tot}$  (0.02 contro 21.69 W/K)

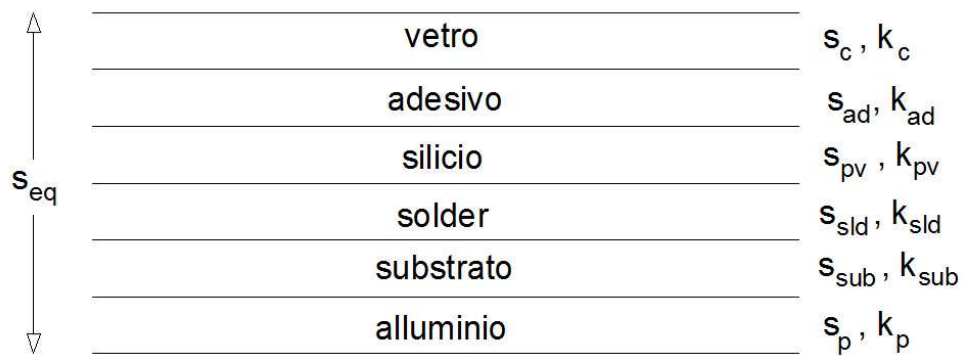
- per l'assorptività  $\alpha$  è stato scelto come valore di riferimento quella del silicio dato che è proprio questo che converte la radiazione solare in energia elettrica;

$$\alpha = \alpha_{pv}$$

- L'emissività e la trasmisività equivalenti sono state prese pari a quelle del vetro, essendo quest'ultimo lo strato più esterno<sup>3</sup>.

$$\varepsilon = \varepsilon_c$$

$$\tau = \tau_c$$



**Figura 3.5:** Schematizzazione della stratigrafia dell'aletta

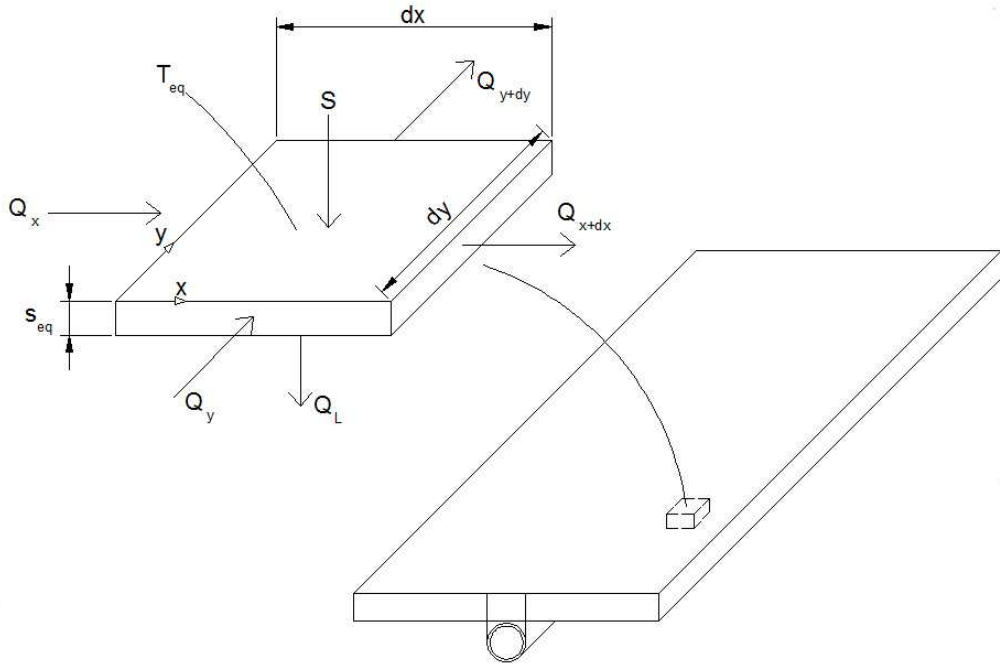
### Descrizione analitica del modello

Come si può vedere dalla figura 3.6, il bilancio energetico per un volume di controllo elementare  $dx dy s_{eq}$  e conduttività termica  $k_{eq}$  è dato dalla (3.15):

$$\rho_{eq} s_{eq} dx dy c_{peq} \frac{\partial T_{eq}}{\partial t} = Q_x - Q_{x+dx} + Q_y - Q_{y+dy} + (S - Q_L) dx dy \quad (3.15)$$

---

<sup>3</sup>Si veda la sezione 3.1 per le relazioni usate nel calcolo della trasmisività del vetro



**Figura 3.6:** Bilancio energetico sul volume di controllo elementare  $dx dy s_{eq}$  caratterizzato dalla temperatura  $T_{eq}$

con

$$Q_x = -k_{eq} s_{eq} dy \frac{\partial T_{eq}}{\partial x}$$

$$Q_{x+dx} = -k_{eq} s_{eq} dy \left( \frac{\partial T_{eq}}{\partial x} + \frac{\partial^2 T_{eq}}{\partial x^2} dx \right)$$

$$Q_y = -k_{eq} s_{eq} dx \frac{\partial T_{eq}}{\partial y}$$

$$Q_{y+dy} = -k_{eq} s_{eq} dx \left( \frac{\partial T_{eq}}{\partial y} + \frac{\partial^2 T_{eq}}{\partial y^2} dy \right)$$

$$S = (\tau\alpha)_{eq} G \quad (3.16)$$

$$Q_L = (h_{wind} + h_{back})(T_{eq} - T_a) + h_{r,eq}(T_{eq} - T_{sky}) + E \quad (3.17)$$

Nella (3.17) compaiono i coefficienti di scambio termico  $h_{r,eq}$ ,  $h_{wind}$  e  $h_{back}$ : i primi due si riferiscono alla dispersione termica radiativa e convettiva dalla parte superiore del modulo all'ambiente esterno; il secondo invece rappresenta il

coefficiente di scambio termico globale tra la parte posteriore del pannello e l'ambiente. Di seguito si riportano le relazioni utilizzate per calcolare i vari termini della (3.17)<sup>4</sup>:

$$h_{r,eq} = \varepsilon_{eq} \sigma (T_{eq}^2 + T_{sky}^2) (T_{eq} + T_{sky}) \quad (3.18)$$

$$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5} \quad T_a \text{ in K} \quad [33] \quad (3.19)$$

$$h_{wind} = \frac{8.6 u_{wind}^{0.6}}{L^{0.4}} \quad (3.20)$$

$$h_{back} = \frac{k_{ins}}{s_{ins}} \quad (3.21)$$

Il termine  $E$  invece rappresenta la potenza elettrica prodotta dal modulo per unità di superficie; come indicato dalla (3.22), questa dipende dal rendimento elettrico della cella che a sua volta varia con la temperatura della stessa secondo una legge tipo la (3.23).

$$E = \eta_{pv} G (\tau\alpha)_{eq} = \eta_{pv} S \quad (3.22)$$

$$\eta_{pv} = \eta_{ref} [1 - \beta_{ref} (T_{eq} - T_{ref})] \quad (3.23)$$

Nella (3.23)  $\eta_{ref}$  corrisponde al rendimento elettrico misurato con un'irradianza di  $1000 \text{ W/m}^2$  e alla temperatura di riferimento  $T_{ref}$ , mentre la  $T_{eq}$  si ritiene uguale alla temperatura della cella  $T_{pv}$ , avendo assunto trascurabile la differenza di temperatura lungo  $z$ ; il parametro  $\beta_{ref}$  invece prende il nome di *coefficiente di temperatura* e varia in funzione della tipologia di silicio e di modulo; valori comunemente usati per applicazioni di questo tipo sono  $\beta_{ref} = 0.0045$  nel caso di silicio c-Si  $\beta_{ref} = 0.0020$  per a-Si [34, 35].

È possibile riscrivere la (3.22) come segue:

$$E = \gamma - \xi T_{eq} \quad (3.24)$$

avendo raggruppato in  $\gamma$  e  $\xi$  i seguenti termini:

$$\gamma = S \eta_{ref} (1 + \beta_{ref} T_{ref}) \quad (3.25)$$

$$\xi = S \eta_{ref} \beta_{ref} \quad (3.26)$$

---

<sup>4</sup>tra le molte correlazioni presenti in letteratura per la determinazione del coefficiente di scambio convettivo verso l'ambiente esterno, è stata scelta la (3.20), raccomandata dalla norma UNI 12975

Sostituendo la (3.24) nella (3.17), la potenza dissipata dall'aletta verso l'ambiente può essere riscritta come:

$$Q_L = \gamma - (h_{wind} + h_{back}) T_a - h_{r,eq} T_{sky} + T_{eq} (U_L - \xi)$$

avendo indicato con  $U_L$  il coefficiente globale di scambio termico tra collettore e ambiente definito dalla (3.27):

$$U_L = h_{r,eq} + h_{wind} + h_{back} \quad (3.27)$$

Sviluppando la (3.15) e dividendo per  $s_{eq}$  si ottiene:

$$\rho_{eq} dx dy c_{peq} \frac{\partial T_{eq}}{\partial t} = k_{eq} \left( \frac{\partial^2 T_{eq}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{eq}}{\partial y^2} \right) + \frac{S - Q_L}{s_{eq}} \quad (3.28)$$

Limitando lo studio del sistema nel solo regime stazionario e ricordando quanto detto nella nota 2, la (3.28) diventa:

$$s_{eq} k_{eq} \frac{d^2 T_{eq}}{dx^2} = \gamma - (h_{wind} + h_{back}) T_a - h_{r,eq} T_{sky} - S + T_{eq} (U_L - \xi)$$

che può anche essere riscritta come segue:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{U_L - \xi}{k_{eq} s_{eq}} \left[ T_{eq} + \frac{\gamma - (h_{wind} + h_{back}) T_a - h_{r,eq} T_{sky} - S}{U_L - \xi} \right] \quad (3.29)$$

Introducendo la variabile ausiliare  $\psi$ , il *parametro d'aletta*  $m$  e le condizioni al contorno è possibile scrivere il problema definito dal sistema (3.32a):

$$m^2 = \frac{U_L - \xi}{k_{eq} s_{eq}} \implies m = \sqrt{\frac{U_L - \xi}{k_{eq} s_{eq}}} \quad (3.30)$$

$$\psi = T_{eq} + \frac{\gamma - (h_{wind} + h_{back}) T_a - h_{r,eq} T_{sky} - S}{U_L - \xi} \quad (3.31)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 \psi}{dx^2} = m^2 \psi \end{array} \right. \quad (3.32a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\psi}{dx} \Big|_{x=0} = 0 \end{array} \right. \quad (3.32b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi \Big|_{x=\frac{w-D}{2}} = T_b + \frac{\gamma - (h_{wind} + h_{back}) T_a - h_{r,eq} T_{sky} - S}{U_L - \xi} \end{array} \right. \quad (3.32c)$$

La (3.32b) rappresenta la condizione di simmetria del campo termico in corrispondenza della sezione mediana fra due tubi dovuta alla loro disposizione in parallelo (vedi fig.3.4); per una data  $y$  quindi, l'andamento della temperatura lungo  $x$  avrà un massimo in corrispondenza di quel punto. La (3.32c) invece rappresenta il valore di  $\psi$  in prossimità del tubo ( $T_b$  è proprio la temperatura dell'aletta in  $x = \frac{W-D}{2}$ ). Risolvendo l'equazione caratteristica

$$\zeta^2 - m^2 = 0 \quad (3.33)$$

si ottiene la (3.34) che rappresenta la soluzione generale della (3.32a).

$$\psi = A \cosh(mx) + B \sinh(mx) \quad (3.34)$$

Le costanti A e B si determinano con le condizioni al contorno (3.32b) e (3.32c):

$$\left. \frac{d\psi}{dx} \right|_{x=0} = 0 \implies B = 0$$

$$\psi \Big|_{x=\frac{W-D}{2}} \implies A = \frac{T_b + \frac{1}{U_L - \xi} (\gamma - (h_{wind} + h_{back}) T_a - h_{r,eq} T_{sky} - S)}{\cosh\left(m \frac{W-D}{2}\right)}$$

Sostituendo le costanti appena determinate nella (3.34) e riorganizzando si ottiene:

$$\boxed{\frac{T_{eq} + \frac{1}{U_L - \xi} (\gamma - (h_{wind} + h_{back}) T_a - h_{r,eq} T_{sky} - S)}{T_b + \frac{1}{U_L - \xi} (\gamma - (h_{wind} + h_{back}) T_a - h_{r,eq} T_{sky} - S)} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh\left(m \frac{W-D}{2}\right)}} \quad (3.35)$$

La (3.35) presenta ancora una temperatura incognita:  $T_b$ . Per determinare  $T_b$  è necessario effettuare un bilancio energetico sul volume elementare  $D dy s_{eq}$  come mostrato in figura 3.7:

$$q_y = 2 q_x + q_z \quad (3.36)$$

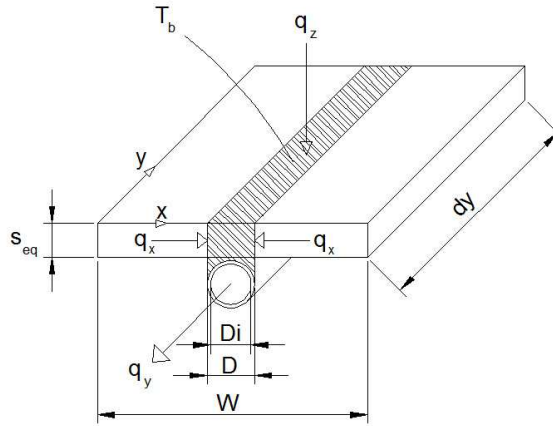
$$q_y = h_f \pi D_i (T_b - T_f) dy \quad (3.37)$$

$$\begin{aligned} q_z &= [S - Q_{L,b}] D dy = \\ &= [S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - T_b (U_L - \xi)] D dy \end{aligned} \quad (3.38)$$

$$q_x = -k_{eq} s_{eq} dy \left. \frac{dT_{eq}}{dx} \right|_{x=\frac{W-D}{2}}$$

$$\left. \frac{dT_{eq}}{dx} \right|_{x=\frac{W-D}{2}} = \tanh\left(m \frac{W-D}{2}\right) m \left[ T_b + \frac{\gamma - (h_{wind} + h_{back}) T_a - h_{r,eq} T_{sky} - S}{U_L - \xi} \right]$$





**Figura 3.7:** Bilancio energetico sul volumetto  $D dy s_{eq}$  caratterizzato dalla temperatura  $T_b$

$$q_x = m \underbrace{\frac{k_{eq} s_{eq}}{U_L - \xi}}_{1/m^2} [S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - T_b (U_L - \xi)] \tanh \left( m \frac{W-D}{2} \right) dy$$

$$= [S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - T_b (U_L - \xi)] \frac{\tanh \left( m \frac{W-D}{2} \right)}{m \frac{W-D}{2}} \frac{W-D}{2} dy$$

$$q_x = dy [S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - T_b (U_L - \xi)] \frac{W-D}{2} F \quad (3.39)$$

$$F = \frac{\tanh \left( m \frac{W-D}{2} \right)}{m \frac{W-D}{2}} \quad (3.40)$$

Il fattore  $F$  prende il nome di *efficienza dell'ala* e la sua struttura è analoga a quella per un collettore solare termico (cfr. [31]). Nella (3.37) compare il coefficiente convettivo interno  $h_f$ : date le basse portate e sezioni dei tubi il moto del fluido è laminare ( $Re_D < Re_{D,c} \approx 2300$  [32]) ma non sviluppato termicamente ( $L/D < 0.034 Re_D Pr$  [36]); la relazione usata per la sua determinazione

è indicata dalle (3.41), (3.44)

$$Nu_D = \begin{cases} 1.302 Gz^{1/3} - 1 & \text{per } 2 \cdot 10^4 \leq Gz \\ 1.302 Gz^{1/3} - 0.5 & \text{per } 667 \leq Gz \leq 2 \cdot 10^4 \\ 4.364 + 0.263 Gz^{0.506} e^{-41/Gz} & \text{per } 0 \leq Gz \leq 667 \end{cases} \quad (3.41)$$

$$\text{Numero di Graetz, } Gz \equiv \frac{Re_D Pr_w D}{y} \quad (3.42)$$

$$\text{Numero di Reynolds, } Re_D \equiv \frac{u D}{\mu} \quad (3.43)$$

$$h_f = \frac{Nu_D k_w}{D} \quad (3.44)$$

Sostituendo la (3.38) e la (3.39) nella (3.36) si ottiene:

$$q_y = [S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - T_b (U_L - \xi)] [(W - D) F + D] dy \quad (3.45)$$

Dalla (3.37) è possibile ricavare  $T_b$  e sostituirla nella (3.45) in modo tale da ottenere:

$$\boxed{T_b = \frac{q_y}{dy h_f \pi D_i} + T_f} \quad (3.46)$$

$$\frac{q_y}{dy} = [(W - D) F + D] \left[ S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - \left( \frac{q_y}{dy h_f \pi D_i} + T_f \right) (U_L - \xi) \right]$$

$$\begin{aligned} \frac{q_y}{dy} + \frac{q_y}{dy} \frac{[(W - D) F + D] (U_L - \xi)}{h_f \pi D_i} &= \\ &= [(W - D) F + D] [S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - T_f (U_L - \xi)] = \\ &= \frac{q_y}{dy} \left[ \frac{h_f \pi D_i + (U_L - \xi) [(W - D) F + D]}{h_f \pi D_i} \right] \end{aligned}$$

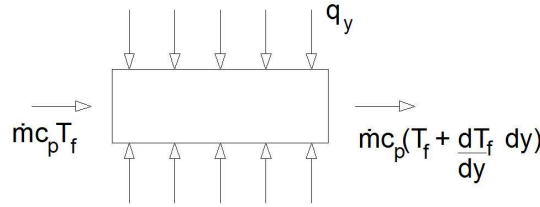
$$\begin{aligned} \frac{q_y}{dy} &= \frac{S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - T_f (U_L - \xi)}{\frac{h_f \pi D_i + (U_L - \xi) [(W - D) F + D]}{(h_f \pi D_i) [(W - D) F + D]}} = \\ &= \frac{S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - T_f (U_L - \xi)}{\frac{1}{[(W - D) F + D]} + \frac{U_L - \xi}{h_f \pi D_i}} \end{aligned}$$

$$\frac{q_y}{dy} = F' W [S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky} - T_f (U_L - \xi)] \quad (3.47)$$

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L - \xi}}{\frac{1}{[(W-D)F+D](U_L - \xi)} + \frac{1}{h_f \pi D_i}} \frac{1}{W} \quad (3.48)$$

$F'$ , analogamente all'analisi termica di un collettore solare piano, prende il nome di *fattore di efficienza del collettore* e rappresenta la capacità di trasferire calore dalla piastra al fluido per una data  $y$  (è infatti un valore locale);  $F'$  può essere anche visto come il rapporto tra la potenza utile asportata realmente e quella che si otterrebbe se la piastra fosse alla temperatura del fluido [31].

È possibile determinare l'espressione di  $T_f$  facendo un bilancio energetico sul volume elementare di fluido che scorre all'interno del tubo di diametro  $D_i$  e lunghezza  $dy$  (vedi figura 3.8):



**Figura 3.8:** Bilancio energetico sulla porzione infinitesima di tubo di diametro interno  $D_i$  e lunghezza  $dy$

$$q_y + \dot{m} c_p T_f = \dot{m} c_p \left( T_f + \frac{dT_f}{dy} dy \right) \quad (3.49)$$

$$\frac{q_y}{dy} = \dot{m} c_p \frac{dT_f}{dy} \quad (3.50)$$

Sostituendo la (3.50) nella (3.47) e raccogliendo  $(U_L - \xi)$  si ricava:

$$\frac{dT_f}{dy} = \frac{F' W (U_L - \xi)}{\dot{m} c_p} \left[ \frac{S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky}}{U_L - \xi} - T_f \right] \quad (3.51)$$

La (3.51), imponendo la condizione al contorno in  $y = 0$  di temperatura del fluido in ingresso al collettore, introducendo la variabile ausiliaria  $\vartheta$  e il parametro  $\alpha$  diventa:

$$\begin{cases} \frac{d\vartheta}{dy} = -\alpha \vartheta \\ \vartheta|_{y=0} = \vartheta_i = T_{fi} - \frac{S - \gamma + (h_{wind} + h_{back}) T_a + h_{r,eq} T_{sky}}{U_L - \xi} \end{cases} \quad (3.52)$$

$$\alpha = \frac{F'W(U_L - \xi)}{\dot{m} c_p} \quad (3.53)$$

$$\vartheta = T_f - \frac{S - \gamma + (h_{wind} + h_{back})T_a + h_{r,eq}T_{sky}}{U_L - \xi} \quad (3.54)$$

La risoluzione della (3.52) porta alla seguente distribuzione di temperatura del fluido lungo  $y$ :

$$\vartheta = \vartheta_i e^{-\alpha y} \implies \quad (3.55)$$

$$\boxed{T_f = \left[ T_{fi} - \frac{S - \gamma + (h_{wind} + h_{back})T_a + h_{r,eq}T_{sky}}{U_L - \xi} \right] e^{-\alpha y} + \frac{S - \gamma + (h_{wind} + h_{back})T_a + h_{r,eq}T_{sky}}{U_L - \xi}} \quad (3.56)$$

Nota  $T_f$  è possibile sostituirla nella (3.47), ricavare quindi  $T_b$  attraverso la (3.46) con la quale calcolare la distribuzione di temperatura lungo  $x$  espressa dalla (3.35). Il coefficiente globale di scambio  $U_L$  contiene al suo interno il coefficiente radiativo  $h_{r,eq}$  il quale dipende però dalla temperatura dell'aletta (cfr. la (3.18)): per la completa risoluzione del problema è quindi necessario eseguire un ciclo iterativo strutturato come segue:

### Calcolo di $T_b$ – Ciclo su $y$

1. determinazione di  $U_L$  secondo la (3.27) ponendo  $h_{r,eq} = 0$ ;
2. calcolo di  $T_f(y)$  secondo la (3.56) ponendo  $h_{r,eq} = 0$  se è la prima iterazione;
3. computo di  $\frac{q_y}{dy}$  utilizzando la (3.47);
4. calcolo di  $T_b(y)$  grazie alla (3.46);
5. calcolo del coefficiente di scambio radiativo  $h_{r,eq}$  e del nuovo valore di  $U_L$ ;
6. se è la prima iterazione andare al passo 2
7. altrimenti effettuare il confronto tra  $T_b(y)$  appena calcolata con quella dell'iterazione precedente;

- (a) se la differenza tra le due è minore di un valore di tolleranza stabilita a priori passare al passo successivo;
- (b) se invece è maggiore allora tornare al passo 2;

### Calcolo della distribuzione spaziale di $T_{eq}$ – Ciclo su $x$ e $y$

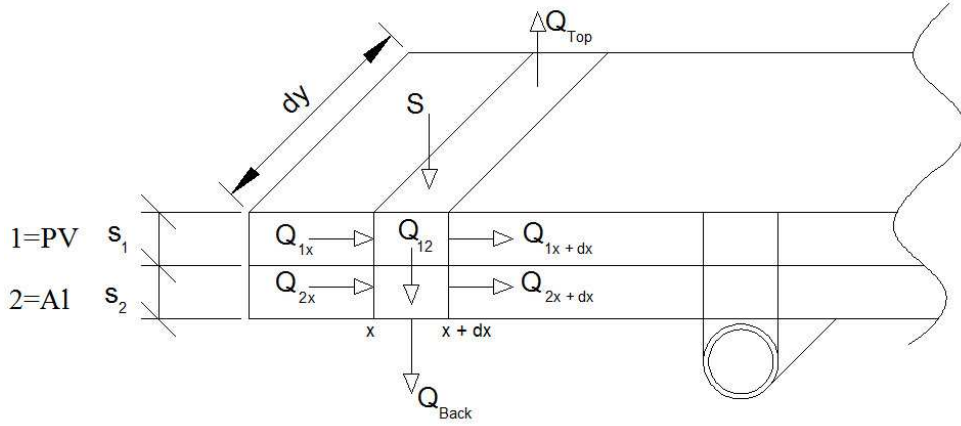
- 8. ipotesi di una distribuzione spaziale di  $T_{eq}(x, y)$ ;
- 9. Calcolo dei relativi coefficienti di scambio radiativi  $h_{r,eq}$ ;
- 10. Determinazione di  $T_{eq}(x, y)$  attraverso la (3.35);
- 11. Confronto di  $T_{eq}(x, y)$  appena calcolata con quella ipotizzata nel passo 7;
  - (a) se la differenza tra le due è minore di un valore di tolleranza stabilita a priori, continuare con la coordinata successiva;
  - (b) se invece è maggiore allora tornare al passo 8;

### 3.2.2 Modello con due materiali distinti

In questo paragrafo viene esposta una rappresentazione più dettagliata del collettore PVT *sheet and tube*; a differenza del caso precedente infatti, il pannello fotovoltaico e il supporto in alluminio sono trattati come due entità distinte che si trovano a diverse temperature. Il pannello PV, soggetto all'irradiazione solare, scambia calore con l'ambiente esterno per radiazione e convezione e con la piastra in alluminio sottostante per conduzione; quest'ultima poi dissipa energia attraverso l'isolante al di sotto. L'utilizzo di questo modello consente di distinguere la temperatura delle celle in silicio in modo da ottenere un più corretto valore del rendimento elettrico secondo la (3.23). Per semplicità di lettura, nelle formule di seguito le grandezze relative alle celle PV verranno contraddistinte dal pedice 1 mentre quelle riguardanti il supporto in alluminio dal pedice 2.

#### Descrizione analitica del modello

Considerando il solo regime stazionario e trascurando i gradienti di temperatura in direzione  $y$  come fatto nel modello del materiale equivalente, i flussi energetici scambiati dal pannello fotovoltaico, la struttura in alluminio e l'ambiente esterno sono riportati dalla figura 3.9.



**Figura 3.9:** Bilancio energetico sul volumetto  $dy dx$  ( $s_1 + s_2$ )

In particolare si ha che:

$$Q_{i,x} = -k_i \frac{dT_i}{dx} s_i dy \quad i=1,2 \quad (3.57)$$

$$Q_{i,x+dx} = -k_i \left( \frac{dT_i}{dx} + \frac{d^2T_i}{dx^2} dx \right) s_i dy \quad i=1,2 \quad (3.58)$$

$$Q_{Top} = [h_{wind}(T_1 - T_2) + h_r(T_1 - T_{sky}) + E] dx dy \quad (3.59)$$

$$E = \gamma - \xi T_1 \quad (3.60)$$

$$Q_{back} = h_{back}(T_2 - T_a) dx dy \quad (3.61)$$

$$Q_{12} = h_{12}(T_1 - T_2) dx dy \quad (3.62)$$

$$S = \tau_c \alpha_{pv} G \quad (3.63)$$

dove  $h_{wind}$  è definito dalla (3.20),  $\gamma$  e  $\xi$  rispettivamente dalla (3.25) e dalla (3.26),  $h_{back}$  dalla (3.21) mentre  $h_r$  e  $h_{12}$  dalle seguenti espressioni:

$$h_r = \varepsilon_c \sigma (T_1^2 + T_{sky}^2) (T_1 + T_{sky}) \quad (3.64)$$

$$\frac{1}{h_{12}} = \frac{s_1}{k_1} + R_{contatto} + \frac{s_2}{k_2} \quad (3.65)$$

$R_{contatto}$  rappresenta la resistenza termica all'interfaccia tra la piastra e le celle PV a causa dell'imperfetto contatto termico. Nonostante modelli teorici siano stati sviluppati per predire  $R_{contatto}$ , i risultati più attendibili si ottengono mediante determinazioni sperimentali che, tuttavia, riguardano un campione limitato di materiali e di assemblaggi. In letteratura sono disponibili dei valori

per l'accoppiamento silicio-alluminio ma poiché l'intervallo di variazione è sensibilmente ampio ( $0.2 - 0.9 \cdot 10^4 [m^2 K/W]$ , [32]), è stato condotto uno studio parametrico per accertarne l'influenza sulle distribuzioni di temperatura (cfr. sezione 83). Per quanto riguarda la conduttività termica delle celle PV,  $k_1$ , è stata usata un'espressione analoga alla (3.14) solo che in questo caso non sono presenti spessore e conduttività termica dell'alluminio.

### Bilancio sulle celle PV

Il bilancio energetico per le celle è definito dalla (3.66):

$$Q_{1,x} + S = Q_{1,x+dx} + Q_{Top} + Q_{12} \quad (3.66)$$

Esplicitando i vari termini e semplificando si ottiene:

$$\begin{aligned} k_1 s_1 \frac{d^2 T_1}{dx^2} &= (h_{wind} + h_r + h_{12} - \xi) T_1 - (h_{wind} T_a + h_r T_{sky}) + \gamma - h_{12} T_2 - S \\ &= U_{L1} T_1 + L_1 - S - h_{12} T_2 \end{aligned}$$

$$U_{L1} = h_{wind} + h_r + h_{12} - \xi \quad (3.67)$$

$$L_1 = -(h_{wind} T_a + h_r T_{sky}) + \gamma \quad (3.68)$$

Raccogliendo  $U_{L1}$  e dividendo per  $k_1 s_1$  si ha:

$$\frac{d^2 T_1}{dx^2} = \frac{U_{L1}}{k_1 s_1} \left( T_1 + \frac{L_1 - S - h_{12} T_2}{U_{L1}} \right) \quad (3.69)$$

Analogamente a quanto fatto per il caso con un unico materiale introducendo il parametro d'aletta  $m_1$ , la variabile ausiliaria  $\Psi_1$  e le condizioni al contorno si ottiene:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d^2 \Psi_1}{dx^2} &= m_1^2 \Psi_1 \end{aligned} \right. \quad (3.70a)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d\Psi_1}{dx} \Big|_{x=0} &= 0 \end{aligned} \right. \quad (3.70b)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \Psi_1 \Big|_{x=\frac{w-D}{2}} &= \Psi_{1,b} = T_b + \frac{L_1 - S - h_{12} T_b}{U_{L1}} \end{aligned} \right. \quad (3.70c)$$

$$\begin{aligned} m_1^2 &= \frac{U_{L1}}{k_1 s_1} \implies m_1 = \sqrt{\frac{U_{L1}}{k_1 s_1}} \\ \Psi_1 &= T_1 + \frac{L_1 - S - h_{12} T_2}{U_{L1}} \end{aligned}$$

La (3.70b) è analoga alla (3.32b), la (3.70c) invece indica il valore di  $\Psi_1$  in prossimità del tubo avendo supposto che in quel punto la temperatura delle celle e dell'alluminio siano uguali e pari a  $T_b$ . Per evitare di avere due sistemi di equazioni differenziali in  $T_1$  e  $T_2$  accoppiati tra loro, nella (3.70a) è stata fatta l'approssimazione successivamente rimossa (vedi ciclo iterativo a pagina 66), che  $T_2$  sia costante e nota per quanto riguarda il calcolo di  $T_1$ ; in questo modo  $\frac{d^2\Psi_1}{dx^2} = \frac{d^2T_1}{dx^2}$ . Risolvendo l'equazione caratteristica associata alla (3.70a) e ricavando le costanti dalle due condizioni al contorno (3.70b), (3.70c) si ottiene la soluzione della (3.70a):

$$\Psi_1 = \Psi_{1,b} \frac{\cosh(m_1 x)}{\cosh\left(m_1 \frac{W-D}{2}\right)}$$

che sostituendo i valori di  $\Psi_{1,b}$  e  $\Psi_1$  diventa:

$$\boxed{\frac{T_1 + (L_1 - S - h_{12} T_2)/U_{L1}}{T_b + (L_1 - S - h_{12} T_b)/U_{L1}} = \frac{\cosh(m_1 x)}{\cosh\left(m_1 \frac{W-D}{2}\right)}} \quad (3.71)$$

Nella (3.71) ci sono ancora due temperature incognite,  $T_b$  e  $T_2$ ; nel prossimo paragrafo verrà determinata proprio un'espressione per quest'ultima mentre in quello successivo per la prima.

### Bilancio sul supporto in alluminio

In riferimento alla figura 3.9, trascurando i gradienti di temperatura lungo  $y$  e considerando il solo regime stazionario, il bilancio energetico per la piastra in alluminio è espresso dalla seguente espressione:

$$Q_{2,x} + Q_{12} = Q_{2,x+dx} + Q_{back}$$

che esplicitando i vari termini riportati a pag 60 e semplificando diventa:

$$k_2 s_2 \frac{d^2 T_2}{dx^2} = h_{back} (T_2 - T_a) + h_{12} (T_2 - T_1)$$

Introducendo il coefficiente di scambio globale per il supporto in alluminio  $U_{L2}$ , il parametro dell'aletta  $m_2$ , la variabile ausiliaria  $\Psi_2$  e le condizioni al contorno,



si può scrivere<sup>5</sup>:

$$\frac{d^2 T_2}{dx^2} = \frac{U_{L2}}{k_2 s_2} \left( T_2 - \frac{h_{back} T_a + h_{12} T_1}{U_{L2}} \right) \quad (3.72)$$

$$m_2^2 = \frac{U_{L2}}{k_2 s_2} \implies m_2 = \sqrt{\frac{U_{L2}}{k_2 s_2}} \quad (3.73)$$

$$\Psi_2 = T_2 - \frac{h_{back} T_a + h_{12} T_1}{U_{L2}} \quad (3.74)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 \Psi_2}{dx^2} = m_2^2 \Psi_2 & (3.75a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{d\Psi_2}{dx} \Big|_{x=0} = 0 & (3.75b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \Psi_2 \Big|_{x=\frac{W-D}{2}} = \Psi_{2,b} = T_b - \frac{h_{back} T_a + h_{12} T_b}{U_{L2}} & (3.75c) \end{cases}$$

Risolvendo la (3.75a) analogamente alla (3.70a) si ottiene:

$$\Psi_2 = \Psi_{2,b} \frac{\cosh(m_2 x)}{\cosh\left(m_2 \frac{W-D}{2}\right)} \quad (3.76)$$

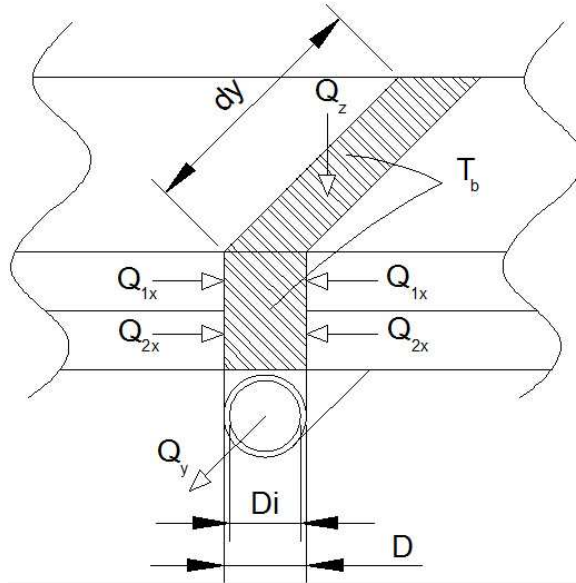
che sostituendo i valori di  $\Psi_{2,b}$  e  $\Psi_2$  diventa:

$$\boxed{\frac{T_2 - (h_{back} T_a + h_{12} T_1)/U_{L2}}{T_b - (h_{back} T_a + h_{12} T_b)/U_{L2}} = \frac{\cosh(m_2 x)}{\cosh\left(m_2 \frac{W-D}{2}\right)}} \quad (3.77)$$

### Bilancio in prossimità delle tubazioni

Per poter definire completamente la (3.71) e la (3.77) occorre conoscere la temperatura delle tubazioni. In figura 3.10 si possono osservare i vari termini del bilancio energetico (3.78), analogo a quello del modello con il materiale equivalente descritto dalla figura 3.7.

<sup>5</sup>In questo caso per poter avere un'equazione differenziale nella sola variabile  $T_2$ , si è considerata  $T_1$  come nota e costante in modo da avere  $\frac{d^2 T_2}{dx^2} = \frac{d^2 \Psi_2}{dx^2}$



**Figura 3.10:** Bilancio energetico sul volumetto  $D dy (s_1 + s_2)$  caratterizzato dalla temperatura  $T_b$

$$Q_y = 2 Q_{1,x} + 2 Q_{2,x} + Q_z \quad (3.78a)$$

$$Q_y = h_f \pi D_i (T_b - T_f) dy \quad (3.78b)$$

$$Q_z = D (S - Q_{Top} + Q_{back}) dy \quad (3.78c)$$

$$Q_{i,x} = -k_i s_i dy \left. \frac{dT_i}{dx} \right|_{x=\frac{W-D}{2}} \quad i=1,2 \quad (3.78d)$$

Le espressioni usate per determinare il coefficiente di scambio convettivo interno  $h_f$  sono le stesse usate nella sezione relativa al modello del materiale equivalente (cfr. (3.41), (3.44)). Calcolando i gradienti di temperatura  $\frac{dT_i}{dx}$  in  $x = \frac{W-D}{2}$  dalla (3.71) e dalla (3.77), con alcuni passaggi si può ricavare:

$$Q_{1,x} = (S - L_1 - T_b (U_{L1} - h_{12})) F_1 \frac{W-D}{2} dy \quad (3.79)$$

$$F_1 = \frac{\tanh\left(m_1 \frac{W-D}{2}\right)}{m_1 \frac{W-D}{2}} \quad (3.80)$$

$$Q_{2,x} = h_{back} (T_a - T_b) F_2 \frac{W-D}{2} dy \quad (3.81)$$

$$F_2 = \frac{\tanh\left(m_2 \frac{W-D}{2}\right)}{m_2 \frac{W-D}{2}} \quad (3.82)$$

Sostituendo nella (3.78c) le espressioni di  $Q_{Top}$  e  $Q_{back}$  definite dalla (3.59) e dalla (3.61) si ottiene:

$$Q_z = (S - (U_{L1} - h_{12})T_b - L_1 - h_{back}(T_b - T_a)) dy D \quad (3.83)$$

È quindi possibile ricavare  $Q_y$  in funzione della sola variabile  $T_b$ :

$$\begin{aligned} Q_y = & \left[ (S - L_1 - T_b(U_{L1} - h_{12})) F_1(W - D) \right. \\ & + h_{back}(T_a - T_b) F_2(W - D) \\ & \left. + (S - (U_{L1} - h_{12})T_b - L_1 + h_{back}(T_a - T_b)) D \right] dy \end{aligned} \quad (3.84)$$

che dividendo per  $dy$  e con alcuni passaggi può essere riscritta come:

$$\frac{Q_y}{dy} = C_1 - C_2 T_b \quad (3.85)$$

$$C_1 = (W - D) [F_1(S - L_1) + F_2 h_{back} T_a] + (S - L_1 + h_{back} T_a) D \quad (3.86)$$

$$C_2 = (W - D) [F_1(U_{L1} - h_{12}) + F_2 h_{back}] + (U_{L1} - h_{12} + h_{back}) D \quad (3.87)$$

Ricavando  $T_b$  dalla (3.78b) e sostituendo nell'equazione appena trovata si ha:

$$\begin{aligned} \frac{Q_y}{dy} = C_1 - C_2 \left( \frac{Q_y}{dy h_f \pi D_i} + T_f \right) \\ [\dots] \end{aligned}$$

$$\frac{Q_y}{dy} = F'_{12} (C_1 - C_2 T_f) \quad (3.88)$$

$$F'_{12} = \frac{h_f \pi D_i}{h_f \pi D_i + C_2} \quad (3.89)$$

Per ricavare  $T_f$  occorre effettuare un bilancio energetico su di un volumetto di fluido  $\pi D_i dy$  (cfr. la figura 3.8 e la (3.49)). Questo porta alla risoluzione della seguente equazione differenziale del primo ordine che con le condizioni al contorno diventa:

$$\begin{cases} \frac{d\vartheta_f}{dy} = -\alpha \vartheta_f \\ \vartheta_f|_{y=0} = \vartheta_{fi} = T_{fi} - \frac{C_1}{C_2} \end{cases} \quad (3.90)$$

$$\vartheta_f = T_f - \frac{C_1}{C_2} \quad (3.91)$$

$$\alpha = \frac{F'_{12} C_2}{\dot{m} c_p} \quad (3.92)$$

La soluzione della (3.90) è espressa dalla (3.93)

$$T_f = \left( T_{fi} - \frac{C_1}{C_2} \right) e^{-\alpha y} + \frac{C_1}{C_2} \quad (3.93)$$

La risoluzione completa del modello in questo caso è sensibilmente più complicata rispetto al caso del materiale equivalente in quanto  $T_1$  dipende da  $T_2$  e viceversa ed entrambe dipendono da  $T_b$ ; la (3.46) che permette la determinazione di quest'ultima però non è esplicita poiché contiene al suo interno il coefficiente di scambio radiativo che dipende proprio dalla temperatura della tubazione. Per poter calcolare la soluzione del problema occorre quindi eseguire dei cicli iterativi strutturati come segue:

#### **Determinazione di $T_b$ – Ciclo su $y$**

1. Calcolo di  $C_1$  e  $C_2$  attraverso la (3.86) e la (3.87) senza considerare le perdite radiative verso il cielo ( $h_r = 0$ );
2. computo di  $T_f(y)$  grazie alla (3.93);
3. determinazione di  $\frac{Q_y}{dy}$  con la (3.88);
4. calcolo di  $T_b(y)$  attraverso la (3.46)
5. computo del coefficiente radiativo  $h_r$  usando la (3.64) e quindi di  $C_1$  e  $C_2$
6. se è la prima iterazione andare al passo 2;
7. altrimenti effettuare il confronto tra la  $T_b(y)$  appena calcolata e quella del passo precedente;
  - (a) se la differenza è minore di un valore di tolleranza stabilito andare al passo 8;
  - (b) se maggiore tornare al passo 2;

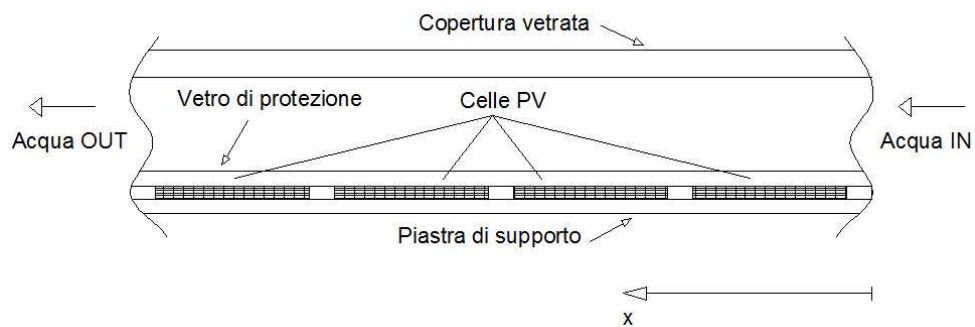
#### **Calcolo della distribuzione spaziale di $T_1$ e $T_2$ – Ciclo su $x$ e $y$**

12. Calcolo di  $U_{L1}$  e  $L_1$  attraverso la (3.67) e la (3.68) senza considerare le perdite radiative verso il cielo ( $h_r = 0$ ) e le dispersioni verso la piastra in alluminio ( $h_{12} = 0$ );

13. calcolo di  $T_1$  utilizzando la (3.71);
14. calcolo di  $T_2$  grazie alla (3.77) usando il valore di  $T_1$  appena determinato;
15. determinazione del coefficiente radiativo  $h_r$  attraverso la (3.64) e quindi di  $U_{L1}$  e  $L_1$ ;
16. se siamo alla prima iterazione andare al passo 13;
17. altrimenti confrontare il valore di  $T_1$  appena calcolato con quello dell'iterazione precedente;
  - (a) se la differenza è minore di un valore di tolleranza stabilito continuare con la coordinata successiva;
  - (b) se maggiore tornare al passo 13;

### 3.3 Configurazione canale superiore

L'altra tipologia di collettore che oggetto di studio è costituita da un canale in cui scorre uno strato d'acqua delimitato superiormente da una copertura vetrata e inferiormente dalle celle PV laminate su una piastra di supporto (vedi fig. 3.11). In questa tipologia di pannello, la radiazione solare entra attraverso la



**Figura 3.11:** Schema di un PVT con un canale d'acqua realizzato sopra il modulo fotovoltaico

superficie vetrata, viene in parte assorbita dal vetro, attraverso lo strato d'acqua dove viene ulteriormente attenuata a causa del sensibile assorbimento alle basse frequenze, per poi andare ad incidere sulle celle fotovoltaiche. Supponendo che

l'acqua scorra all'interno di canali in parallelo delimitati da pareti trasparenti, al fine di studiare il comportamento termico del sistema è sufficiente analizzare un singolo canale, analogamente a quanto fatto per la configurazione *sheet and tube*. La distribuzione di temperatura delle celle PV in questo caso però può ritenersi in prima approssimazione monodimensionale dato che le celle sono ricoperte completamente da acqua; la variazione di temperatura quindi seguirà il senso di scorrimento del fluido. L'analisi del sistema prevede di effettuare tre bilanci energetici: sulla copertura trasparente, sulle celle PV e sul fluido termovettore.

### 3.3.1 Copertura trasparente

I flussi agenti su una lastra vetrata di spessore  $\delta_c$  lunghezza  $dy$  e larghezza  $P$  sono espressi dalla (3.94):

$$\alpha_c G = h_{wind}[T_c(y) - T_a] + h_{r,c}[T_c(y) - T_{sky}] + h_f[T_c(y) - T_f(y)] \quad (3.94)$$

Nella (3.94) sono state fatte le seguenti approssimazioni:

- è stata trascurata la variazione di temperatura nella copertura
- dato il forte assorbimento dell'acqua alle basse frequenze (infrarosso), è stato trascurato lo scambio radiativo diretto tra celle PV e copertura trasparente poiché per le temperature raggiunte l'emissione avviene prevalentemente in quel campo di lunghezze d'onda.

Ricavando dalla (3.94)  $T_c$  ed evitando di qui in avanti per semplicità di lettura di esplicitare la dipendenza da  $y$  delle varie temperature si ottiene:

$$T_c = \frac{\alpha G + h_{wind}T_a + h_{r,c}T_{sky} + h_f T_f}{U_c} \quad (3.95)$$

$$U_c = h_{wind} + h_{r,c} + h_f \quad (3.96)$$

La (3.95) può essere riscritta in forma compatta come segue:

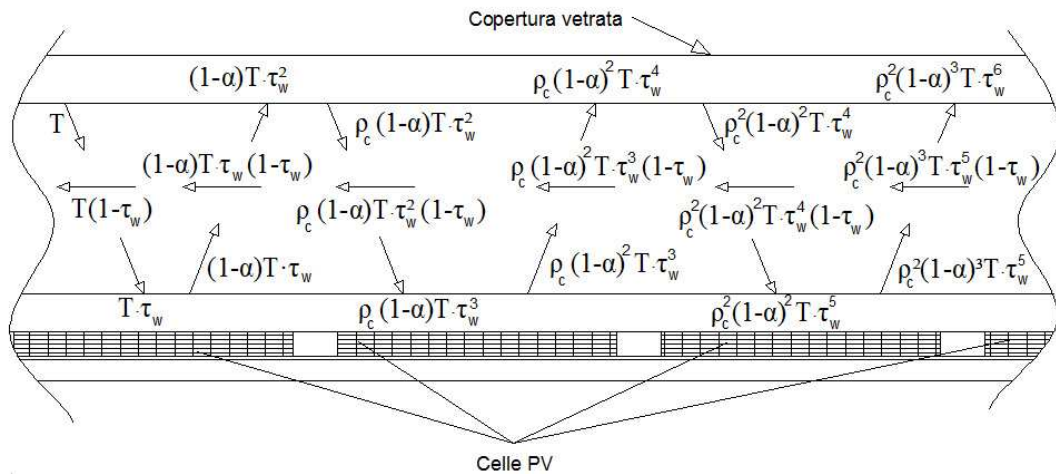
$$T_c = C_c + \frac{h_f T_f}{U_c} \quad (3.97)$$

$$C_c = \frac{\alpha G + h_{wind}T_a + h_{r,c}T_{sky}}{U_c} \quad (3.98)$$

I coefficienti di scambio termico convettivo verso l'ambiente e radiativo verso il cielo,  $h_{wind}$  e  $h_{r,c}$ , sono stati determinati tramite le (3.20) e (3.18); per quest'ultima al posto di  $T_{eq}$  va sostituito un valore di primo tentativo di  $T_c$  che poi andrà verificato e aggiornato quando questa viene ricavata.

### 3.3.2 Celle fotovoltaiche

La radiazione solare subisce l'assorbimento sia da parte dell'acqua che del vetro prima di arrivare alle celle fotovoltaiche e una volta giunta qui in parte viene assorbita e in parte riflessa verso il vetro; quest'ultimo a sua volta ne riflette indietro una frazione cosicché si instaura un fenomeno di riflessioni multiple come indicato dalla figura 3.12. L'irradianza attenuata da tali fenomeni incidente sulle



**Figura 3.12:** Schematizzazione dell'assorbimento della radiazione solare da parte dell'acqua

celle PV per ogni lunghezza d'onda  $\lambda$  vale quindi:

$$\begin{aligned} S(\lambda) &= T(\lambda) \tau_w(\lambda) [1 + \rho_c(1 - \alpha_{pv}) \tau_w^2(\lambda) + \rho_c^2(1 - \alpha_{pv})^2 \tau_w^4(\lambda) + \dots] \\ &= T(\lambda) \tau_w(\lambda) \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha_{pv}) \rho_c]^n \tau_w^{2n}(\lambda) \end{aligned} \quad (3.99)$$

dove  $\tau_w(\lambda)$  è espressa dalla (3.12) e con  $T(\lambda)$  è stata indicata la frazione dell'irradianza monocromatica trasmessa dal vetro:

$$\tau(\lambda) = \tau_c(\lambda) G(\lambda) \quad (3.100)$$

con  $G(\lambda)$  descritta dalla (3.9) e  $\tau_c(\lambda)$  dalla (3.7). Integrando la (3.99) tra le lunghezze d'onda filtrate dal vetro ( $0.3 < \lambda < 2.7 \mu m$ ) si ottiene:

$$S = \int_{0.3}^{2.7} G(\lambda) \tau_c(\lambda) \tau_w(\lambda) \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha_{pv}) \rho_c]^n \tau_w^{2n}(\lambda) d\lambda \quad (3.101)$$

Gli altri termini che compaiono nel bilancio energetico rappresentano lo scambio termico convettivo con il fluido termovettore, la potenza elettrica prodotta e lo scambio termico della parte posteriore del pannello con l'ambiente. Nell'analisi energetica in questione è stato trascurato lo scambio termico radiativo tra celle PV e copertura trasparente analogamente a quanto fatto nella (3.94). Il bilancio per una striscia di lunghezza elementare  $dx$  e larghezza  $P$  (pari alla profondità del canale) vale:

$$\tau_{\text{vetro}} \alpha_{pv} S = E + h_f (T_{pv}(y) - T_f(y)) + h_{\text{back}} (T_{pv}(y) - T_a) \quad (3.102)$$

dove  $E$  è definita dalla (3.22) e dalla (3.23),  $\tau_{\text{vetro}}$  è la trasmittività del vetro di protezione posto sopra le celle,  $\alpha_{pv}$  è l'assorptività delle celle e  $h_b$  vale:

$$h_b^{-1} = \sum \frac{s_i}{k_i} + R_{\text{contatto}} + \frac{s_2}{k_2} + \frac{1}{h_{bp-a}} \quad (3.103)$$

$h_{bp-a}$  è data dalla (3.21); per quanto riguarda la  $R_{\text{contatto}}$  valgono le stesse considerazioni riportate nella sezione 3.2.2 mentre  $s_i$  e  $k_i$  sono lo spessore e la conduttività termica dello strato  $i$ -simo che costituisce il pannello PV (vedi figura 3.5).  $h_f$  invece rappresenta il coefficiente di scambio convettivo interno per canali a sezione rettangolare espresso dalla (3.108):

$$Nu_x = \frac{\sum_n G_n \exp(-\lambda_n^2 y^+)}{2 \sum_n (G_n / \lambda_n^2) \exp(-\lambda_n^2 y^+)} \quad (3.104)$$

$$y^+ = \frac{2(y/D_h)}{Re Pr} \quad (3.105)$$

$$Re = \frac{u D_h}{\mu_w} \quad (3.106)$$

$$D_h = \frac{4 \text{ Area di passaggio}}{\text{Perimetro bagnato}} = \frac{2 P t}{P + t} \quad (3.107)$$

$$h_f = \frac{Nu_x k_w}{y} \quad (3.108)$$

dove le costanti  $G_n$  e  $\lambda_n^2$  sono definite dalla tabella 3.1,  $Pr$ ,  $\mu_w$  e  $v$  sono rispettivamente il numero di Prandtl, la viscosità dinamica e la velocità dell'acqua mentre  $y$  è la distanza dal bordo d'ingresso.

Sostituendo nella (3.101) i vari termini è possibile ricavare un'espressione della temperatura locale della cella in funzione della sola temperatura del fluido soprastante:

$$T_{pv} = \frac{\tau_{\text{vetro}} \alpha_{pv} S - \gamma^* + h_{\text{back}} T_a + h_f T_f}{U_{pv}} \quad (3.109)$$



**Tabella 3.1:** Valori delle costanti  $\lambda_n^2$  e  $G_n$  al variare del fattore di forma della sezione del canale  $1/\alpha^* = \frac{\text{lato corto}}{\text{lato lungo}}$

$1/\alpha^*$	1.0	0.667	0.5	0.25	0.125	0.0
$\lambda_0^2$	5.96	6.25	6.78	8.88	11.19	15.09
$\lambda_1^2$	35.54					171.3
$\lambda_2^2$	78.9					498
$G_0$	0.598	0.627	0.669	0.839	1.030	1.717
$G_1$	0.462					1.139
$G_2$	0.138					0.952

che può essere anche riscritta in forma più compatta attraverso la seguente espressione:

$$T_{pv} = C_{pv} + \frac{h_f T_f}{U_{pv}} \quad (3.110)$$

dove  $\gamma^*$ ,  $U_{pv}$  e  $C_{pv}$  valgono:

$$\gamma^* = \tau_{vetro} \alpha_{pv} S \eta_{ref} (1 + \beta_{ref} T_{ref}) \quad (3.111)$$

$$U_{pv} = h_f + h_{back} - \xi^* \quad (3.112)$$

$$\xi^* = \tau_{vetro} \alpha_{pv} S \eta_{ref} \beta_{ref} \quad (3.113)$$

$$C_{pv} = \frac{\tau_{vetro} \alpha_{pv} S - \gamma^* + h_{back} T_a}{U_{pv}} \quad (3.114)$$

### 3.3.3 Fluido termovettore

Un volume elementare di altezza  $t$  lunghezza  $dy$  e larghezza  $P$  è sottoposto al seguente bilancio energetico:

$$\dot{m} c_p \frac{dT_f}{dy} = [S_w + h_f (T_{pv} - T_f) + h_f (T_c - T_f)] P \quad (3.115)$$

Sostituendoci le espressioni di  $T_c$  e  $T_{pv}$  date rispettivamente dalla (3.97) e dalla (3.110), si ricava:

$$\dot{m} c_p \frac{dT_f}{dy} = P \left[ h_f \left( C_{pv} + \frac{h_f T_f}{U_{pv}} - T_f \right) + S_w + h_f \left( C_c + \frac{h_f T_f}{U_c} - T_f \right) \right] \quad (3.116)$$

Il termine  $S_w$  delle equazioni sopra riportate rappresenta la radiazione solare assorbita dall'acqua: nel presente modello tutta la radiazione solare che non

viene trasmessa viene assorbita dal fluido (cfr. la (3.13)). Considerando le riflessioni multiple tra vetro e modulo PV come indicato dalla figura 3.12 e dalla (3.117) la potenza monocromatica assorbita dall'acqua può essere vista come la somma di due termini: le riflessioni provenienti dalla copertura e quelle causate dalle celle.

$$S_w(\lambda) = \tau_c(\lambda) G(\lambda) (1 - \tau_w(\lambda)) \cdot \left\{ \underbrace{\sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha_{pv}) \rho_c]^n \tau_w^{2n}(\lambda)}_{\text{dalla copertura}} + \underbrace{\sum_{n=1}^{\infty} (1 - \alpha_{pv})^n \rho_c^{n-1} \tau_w^{2n-1}(\lambda)}_{\text{dalle celle}} \right\} \quad (3.117)$$

che integrata nelle lunghezze d'onda fatte passare dal vetro diventa:

$$S_w = \int_{0.3}^{2.7} \tau_c(\lambda) G(\lambda) (1 - \tau_w(\lambda)) \cdot \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha_{pv}) \rho_c]^n \tau_w^{2n}(\lambda) + \sum_{n=1}^{\infty} (1 - \alpha_{pv})^n \rho_c^{n-1} \tau_w^{2n-1}(\lambda) \right\} d\lambda \quad (3.118)$$

Con qualche passaggio la (3.116) diventa:

$$\frac{dT_f}{dy} = C_w + U_w T_f \quad (3.119)$$

$$C_w = \frac{P [h_f (C_c + C_{pv}) + S_w]}{\dot{m} c_p} \quad (3.120)$$

$$U_w = \frac{P [h_f (\frac{h_f - U_{pv}}{U_{pv}} + \frac{h_f - U_c}{U_c})]}{\dot{m} c_p} \quad (3.121)$$

Introducendo la variabile ausiliaria  $\Psi$  definita dalla (3.123) si ottiene il sistema (3.122a) la cui soluzione è espressa dalla (3.124).

$$\left\{ \frac{d\Psi}{dy} = U_w \Psi \right. \quad (3.122a)$$

$$\left. \Psi_{y=0} = \Psi_i = T_{fi} + \frac{C_w}{U_w} \right\} \quad (3.122b)$$

$$\Psi = T_f + \frac{C_w}{U_w} \quad (3.123)$$

$$\Psi = \Psi_i e^{U_w y} \implies T_f = (T_{fi} + \frac{C_w}{U_w}) e^{U_w y} - \frac{C_w}{U_w} \quad (3.124)$$

Attraverso la (3.124) è possibile quindi ottenere la distribuzione di temperatura del fluido lungo la sua direzione di scorrimento, con la quale attraverso le (3.97), (3.110) è possibile determinare anche la variazione della temperatura delle celle fotovoltaiche e del vetro. Poiché quest'ultima dipende dal coefficiente radiativo  $h_{r,c}$  che contiene al suo interno  $T_c$ , è necessario eseguire un semplice ciclo iterativo strutturato come segue:

### **Ciclo su $y$ , direzione di scorrimento del fluido**

1. calcolo di  $U_c$  e di  $C_c$  attraverso le (3.96) e (3.98) considerando  $h_{r,c} = 0$ ;
2. computo di  $T_f$  secondo la (3.124);
3. calcolo di  $T_{pv}$  attraverso la (3.109);
4. determinazione di  $T_c$  utilizzando al (3.97) e quindi di  $h_{r,c}$ ,  $U_c$  e di  $C_c$ ;
5. se è la prima iterazione allora tornare al passo 2;
6. altrimenti confrontare la  $T_c$  appena calcolata con quella dell'iterazione precedente;
  - (a) se la loro differenza è minore di un valore di tolleranza stabilito allora continuare la procedura sopra esposta per l'ordinata successiva;
  - (b) altrimenti tornare al passo 2;



# Capitolo 4

## Risultati

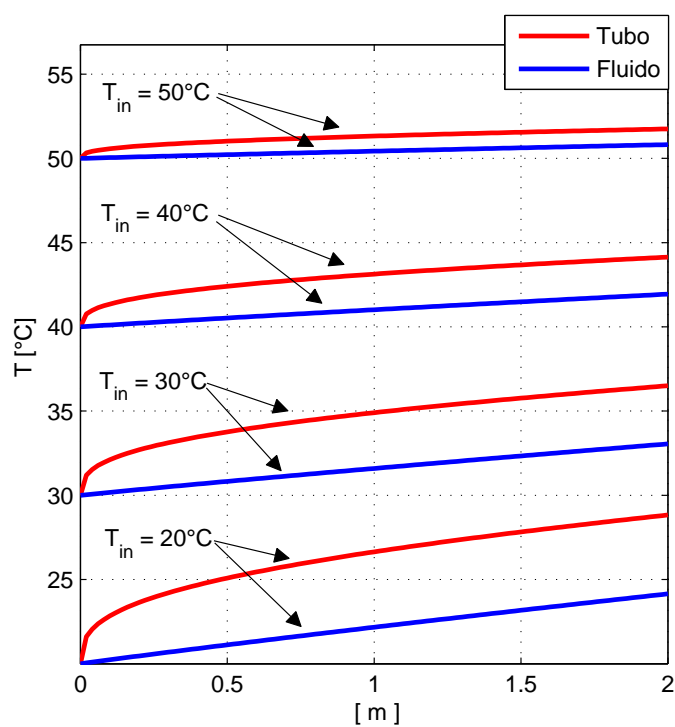
Nel presente capitolo sono esposti i risultati conseguiti utilizzando il modello del capitolo 3 e gli algoritmi presentati nell'appendice A. Gli andamenti di temperatura dei tre modelli sono riportati sotto forma grafica al variare di parametri come portata, temperatura d'ingresso del fluido, resistenza termica di contatto, altezza e larghezza del canale; allo stesso modo sono riportati i rendimenti elettrici e termici in funzione della temperatura ridotta. I dati utilizzati nelle varie simulazioni sono elencati nella tabella 4.1.

### 4.1 PVT *sheet and tube* – Modello “materiale equivalente”

Nella figura 4.1 sono riportati gli andamenti della temperatura delle tubazioni e del fluido al variare della temperatura d'ingresso di quest'ultimo. Come si può vedere, la differenza di temperatura tra uscita e ingresso dell'acqua e tra questa e le tubazioni, diminuisce sempre più all'aumentare della  $T_{in}$  fino ad arrivare alla condizione limite di  $T_{in} = 60^{\circ}\text{C}$  per cui si ha che le temperature in uscita diminuiscono rispetto ai valori in entrata. Ciò è dovuto all'aumento delle dispersioni termiche convettive e radiative verso l'ambiente esterno e alla conseguente crescita della potenza dissipata a spese di quella utile acquisita dal fluido. Si nota inoltre come l'andamento della temperatura sia lineare, coerentemente con la condizione di flusso termico imposto. La distribuzione di temperatura di parete mostra inoltre l'estensione della regione di sviluppo termico: in ingresso il coefficiente di scambio termico è elevato e si hanno forti gradienti di temperatura che diminuiscono proseguendo verso l'uscita fino a che la differenza di

**Tabella 4.1:** Dati in ingresso per la configurazione base

	Unità di misura	Sheet and Tube		Canale superiore
		Materiale equivalente	Due materiali	
Irradianza $G$	[W/m <sup>2</sup> ]		800	
Lunghezza collettore $L$	[m]		2	
Larghezza modulo $W$ o $P$	[m]		0.12	
Rendimento Elettrico alla $T_{ref}$ $\eta_{ref}$	-		0.137	
Temperatura di riferimento $T_{ref}$	[°C]		47	
Temperatura ambiente $T_a$	[°C]		20	
Temperatura acqua in ingresso $T_i$	[°C]		20	
Velocità del vento $u_{wind}$	[m/s]		2	
Conduttività termica isolante $k_{ins}$	[W/mK]		0.05	
Spessore isolante $s_{ins}$	[m]		0.05	
Assorptività celle PV $\alpha_{PV}$	-		0,00625	
Emissività vetro $\varepsilon_c$	-		0.4	
Trasmissività vetro $\tau_c$	-	0.8651		secondo la (3.7)
Portata acqua $\dot{m}$	[kg/h]	20		200
Diametro esterno tubazioni $D_e$	[m]	16 e-3		-
Diametro interno tubazioni $D_i$	[m]	14 e-3		-
Conduttività termica equivalente $k_{eq}$	[W/mK]	83.55	-	-
Spessore equivalente $s_{eq}$	[m]	7.9 e-3	-	-
Conduttività termica PV $k_1$	[W/mK]	-		44.7
Spessore PV $s_1$	[m]	-		6.3 e-3
Conduttività termica alluminio $k_2$	[W/mK]	-		237
Spessore alluminio $s_2$	[m]	-		1.6 e-3
Resistenza termica di contatto $R_{contatto}$	[m <sup>2</sup> K/W]	-		0.5 e-4



**Figura 4.1:** Andamenti della temperatura delle tubazioni e del fluido al variare della temperatura d'ingresso di quest'ultimo

temperatura tra fluido e tubazione diventa costante. Le condizioni più critiche per il rendimento elettrico del PV si hanno quindi nella regione di completo sviluppo termico dove la temperatura è maggiore.

Nella figura 4.2 si può osservare la distribuzione spaziale della temperatura del pannello al variare della temperatura d'ingresso del fluido. Oltre a confermare quanto detto in precedenza, da queste immagini si può notare come, a causa dell'elevata conduttività termica, la differenza di temperatura tra la parte centrale (tubazione) e quella esterna dell'aletta sia piuttosto bassa e fondamentalmente paragonabile a quella che si ha in senso longitudinale. Occorre però rilevare che il modello sviluppato è monodimensionale, ossia non considera la conduzione assiale, in base all'ipotesi che la resistenza termica conduttiva in tale direzione è maggiore di quella relativa alle altre. Questa ipotesi, verificata nella nota 2 a pagina 49, costituisce solo un'approssimazione: nella realtà ci si devono quindi attendere variazioni meno marcate della temperatura in direzione dell'asse del tubo.

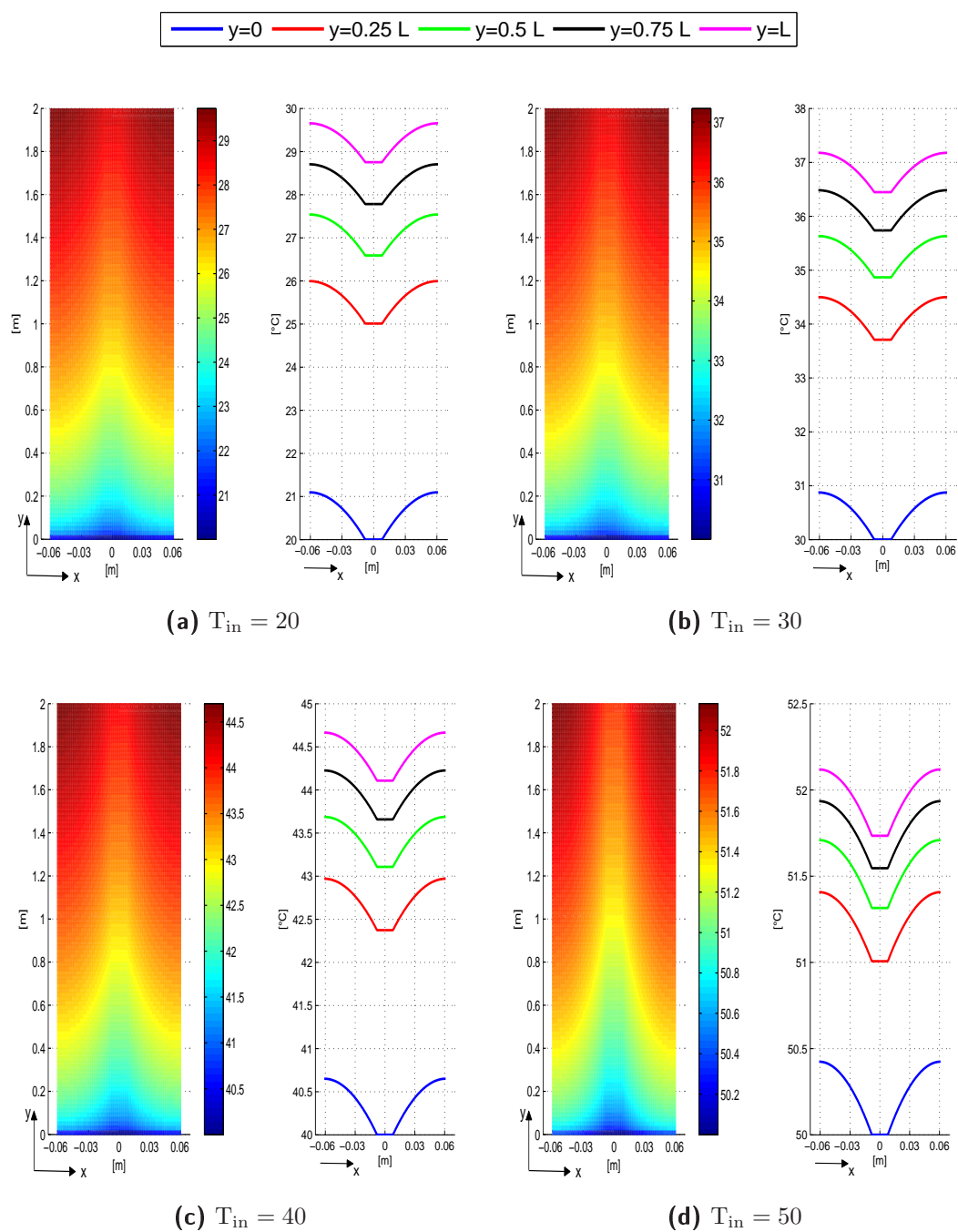
## 4.2 PVT *sheet and tube* – Modello “due materiali”

Nella figura 4.3 sono presentate le distribuzioni di temperatura del fluido e delle tubazioni al variare delle condizioni in ingresso del primo. Gli andamenti sono simili al modello precedente dato che la correlazione usata per determinare il coefficiente di scambio convettivo interno è la stessa; i valori però sono leggermente minori: per questo modello si ha un  $\Delta T$  del fluido tra ingresso e uscita di  $2.62^\circ\text{C}$  per  $T_{in} = 20^\circ\text{C}$  mentre per nel modello “materiale equivalente” tale differenza è di  $4.15^\circ\text{C}$ .

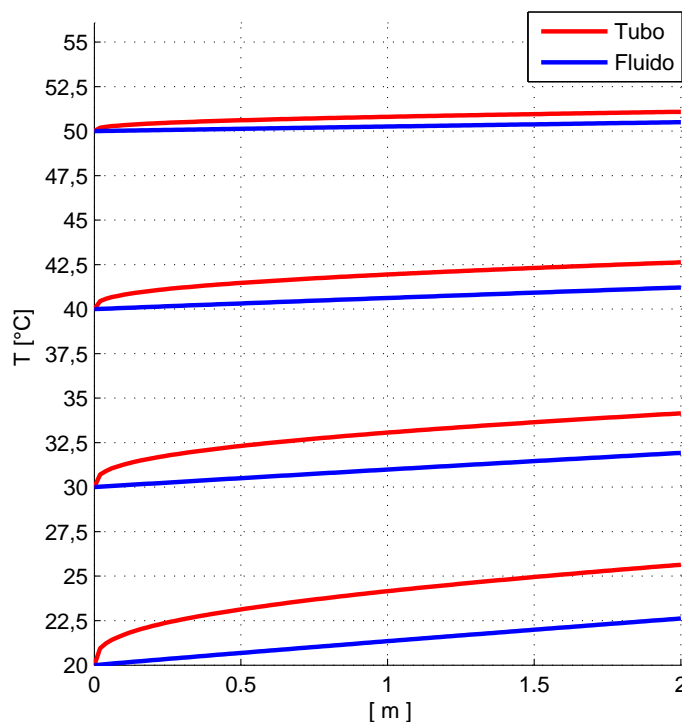
La differenza principale dei due modelli però sta nel calcolo della distribuzione di temperatura delle celle PV in direzione trasversale: il presente modello tiene infatti conto dell'anisotropia del pannello, permettendo di distinguere parte superiore (celle) e parte inferiore (supporto) ed i relativi scambi energetici. In figura 4.4 si può osservare come la differenza di temperatura tra tubazione e bordo estremo dell'aletta sia più marcata: si passa da un massimo di circa  $1^\circ\text{C}$  per il modello “materiale equivalente”, a  $22.17^\circ\text{C}$  per questo.

Per poter meglio apprezzare tale differenza in figura 4.5 sono riportati per i due modelli gli andamenti per alcune sezioni assiali della variabile adimensionale





**Figura 4.2:** Distribuzione spaziale (sinistra) e lungo  $x$  per diverse sezioni assiali (destra) della temperatura del pannello al variare delle condizioni d'ingresso del fluido



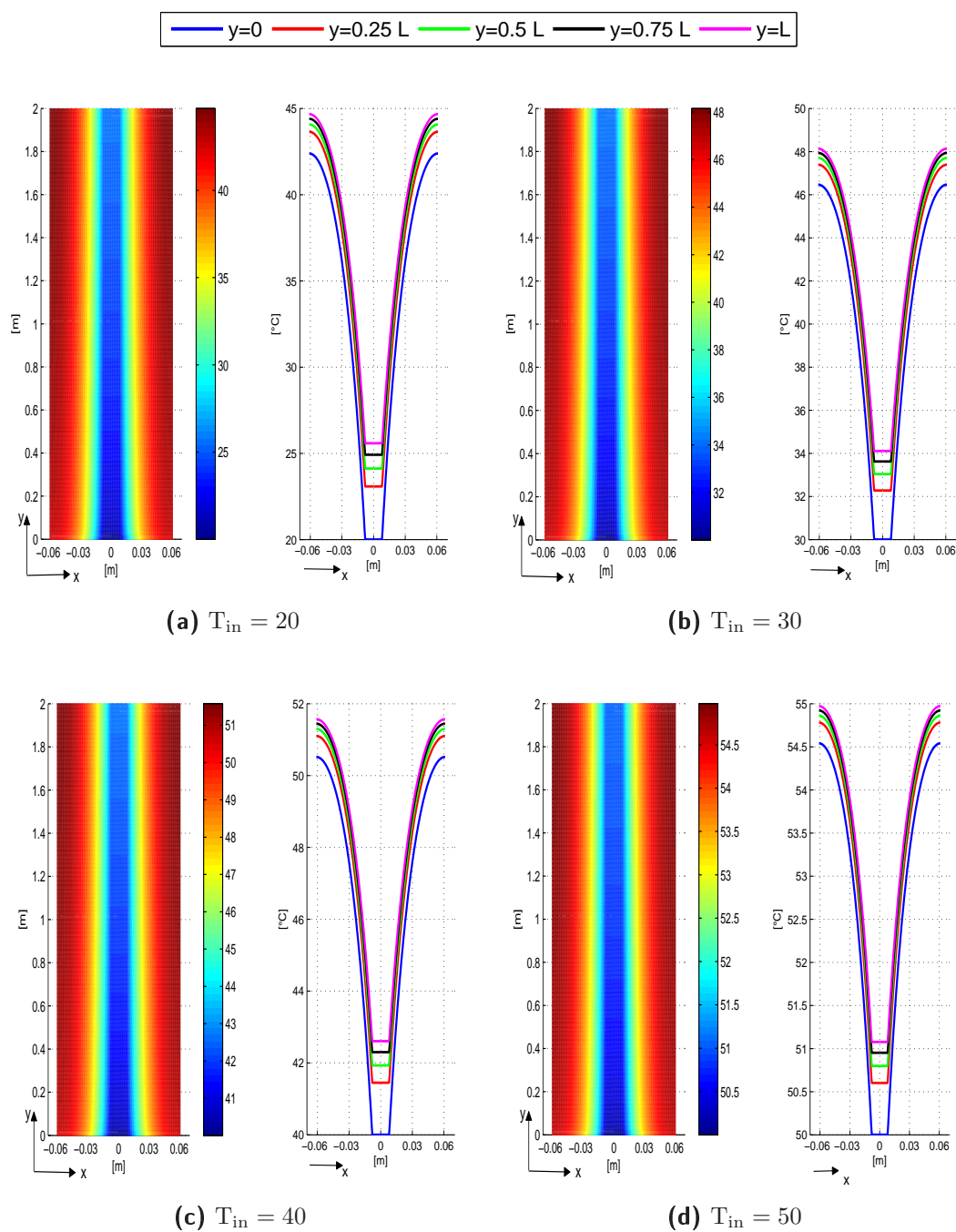
**Figura 4.3:** Andamenti della temperatura delle tubazioni e del fluido al variare della temperatura d'ingresso di quest'ultimo

$\vartheta$ , definita dalla seguente relazione:

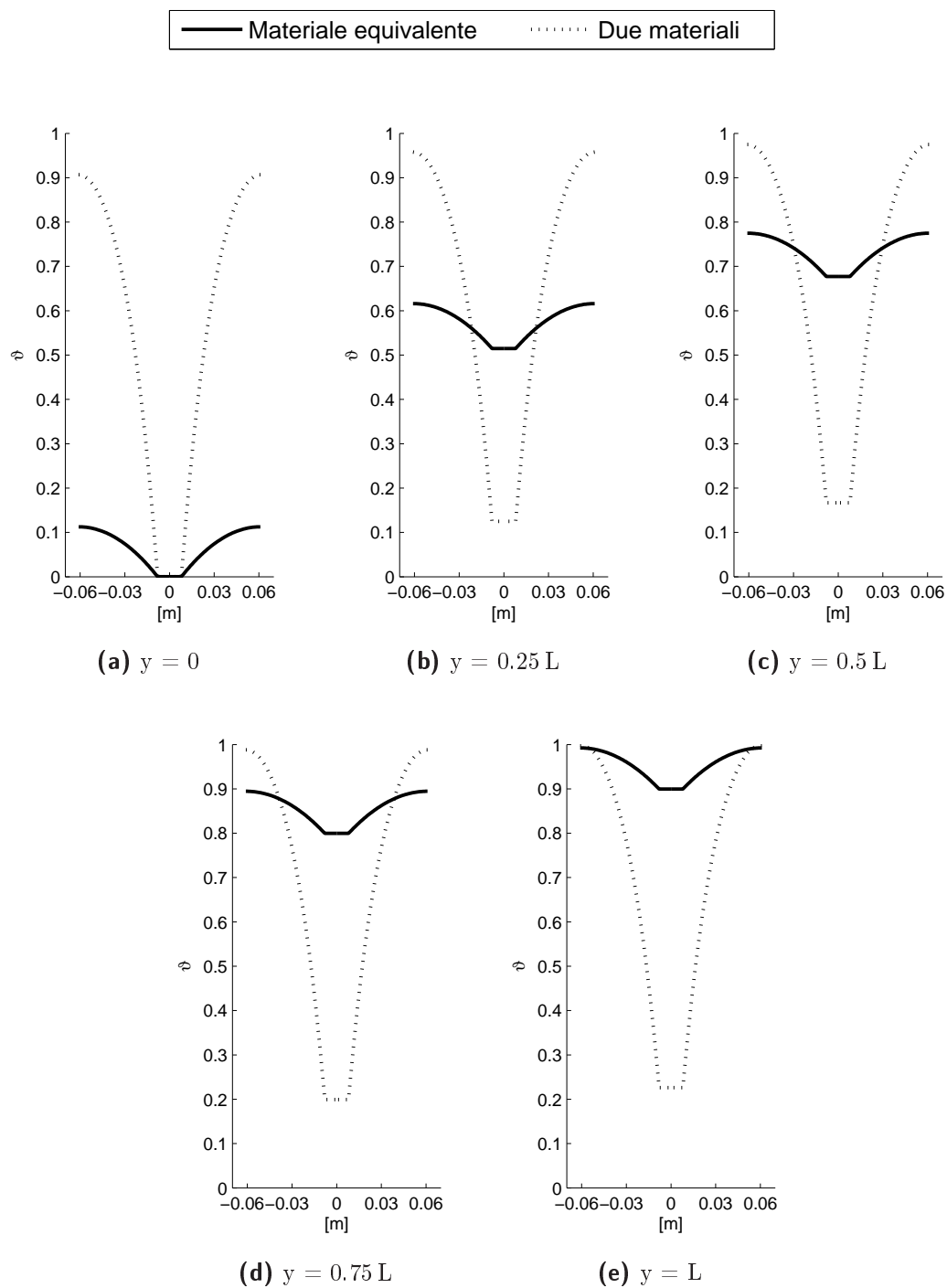
$$\vartheta = \frac{T - T_a}{T_{max} - T_a} \quad (4.1)$$

dove  $T_{max}$  è la massima temperatura misurabile secondo ogni modello. La figura 4.5, ricavata con una temperatura d'ingresso del fluido di 20°C e i dati elencati in tabella 4.1, mostra infatti come la temperatura delle celle nel caso "due materiali" sia molto più variabile in direzione trasversale che assiale mentre ciò non si verifica secondo il modello "materiale equivalente". Tutto ciò è confermato anche dalla figura 4.6 in cui è possibile osservare gli andamenti delle temperature medie trasversali: la differenza massima per la configurazione "due materiali" è di soli 3.6°C mentre di 8.7°C per il modello "materiale equivalente".

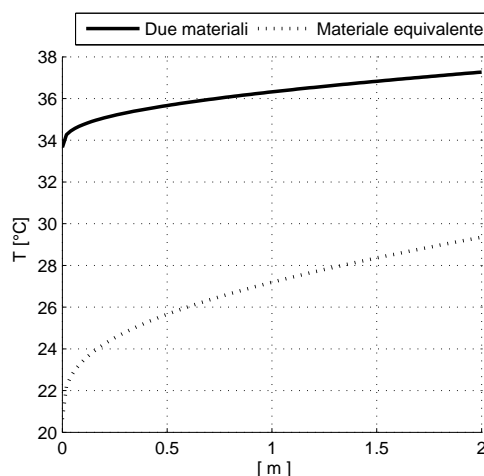
Un ulteriore studio è stato condotto al variare della portata di acqua: sono state effettuate 5 simulazioni con un intervallo compreso tra 4 a 20 l/h con



**Figura 4.4:** Distribuzione spaziale (sinistra) e lungo  $x$  per diverse sezioni assiali (destra) della temperatura del pannello al variare della condizioni d'ingresso del fluido



**Figura 4.5:** Andamenti della temperatura adimensionale  $\vartheta = \frac{T-T_a}{T_{max}-T_a}$  per diverse sezioni assiali

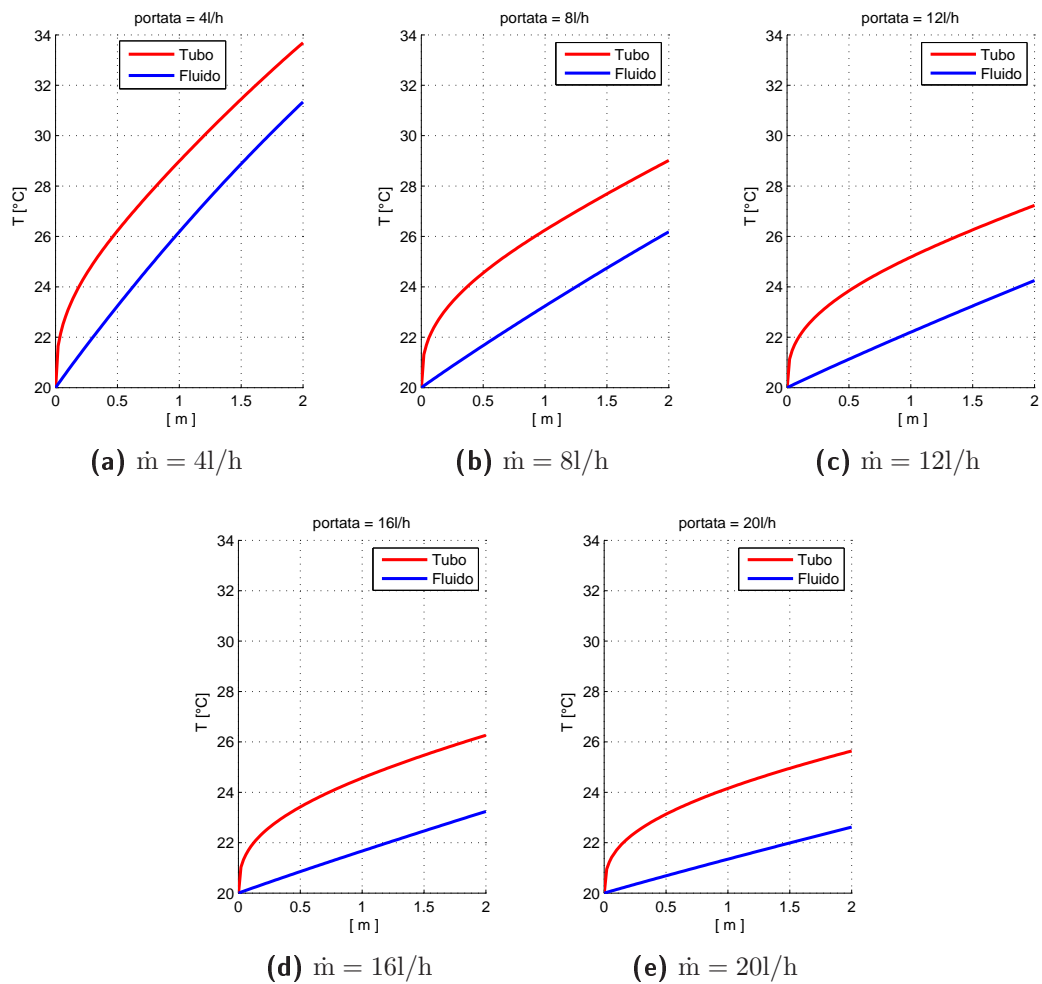


**Figura 4.6:** Andamenti delle temperature medie trasversali secondo i modelli *materiale equivalente* e *due materiali*

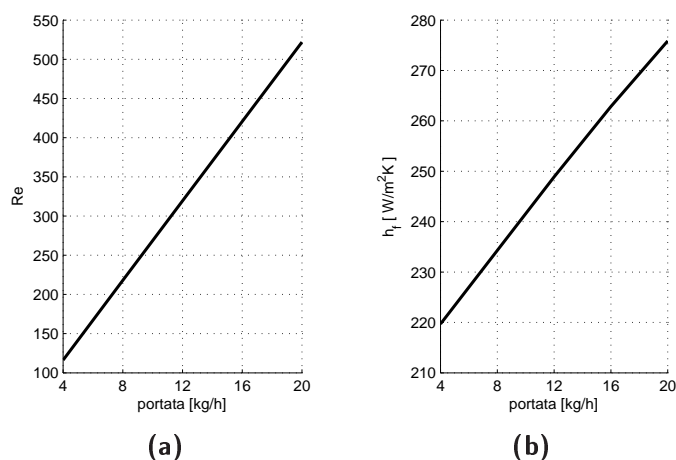
passo di 4 l/h. I risultati sono mostrati nella figura 4.7: al diminuire della portata, come è logico aspettarsi, la variazione di temperatura dell'acqua aumenta così come la temperatura media delle celle PV, a scapito però del rendimento elettrico che diminuisce secondo la (3.23). La scelta della portata è quindi un parametro da ottimizzare in base all'impiego del pannello ibrido: sarà tanto più alta per massimizzare la produzione di energia elettrica e tanto minore se invece si vogliono ottenere delle temperature più elevate<sup>1</sup>. Il collettore comunque è stato concepito per avere delle temperature medie del pannello fotovoltaico relativamente basse, di conseguenza i  $\Delta T$  del fluido saranno in ogni caso modesti (da 11.34 a 2.62°C)<sup>2</sup>. Al variare della portata sono stati inoltre rappresentati in figura 4.8 gli andamenti del numero di Reynolds e del coefficiente di scambio convettivo medio interno che prevedibilmente diminuiscono con essa; si può inoltre notare come il numero di Reynolds rimanga sempre al di sotto del valore critico di 2300 oltre il quale ha inizio la transizione tra moto laminare e turbolento.

<sup>1</sup>La scelta della portata deve essere ponderata anche in base all'assorbimento elettrico della pompa; tale aspetto però non è stato oggetto di studio nel presente lavoro di tesi.

<sup>2</sup>Per avere dei salti termici maggiori è necessario per esempio minimizzare le perdite termiche della parte superiore inserendo un vetro al di sopra delle celle: si crea così un'intercapedine d'aria tra le due superfici che limita la convezione e l'irraggiamento verso l'ambiente e allo stesso tempo realizza un "effetto serra" grazie all'opacità nell'infrarosso del vetro.



**Figura 4.7:** Andamenti della temperatura delle tubazioni e del fluido al variare della portata

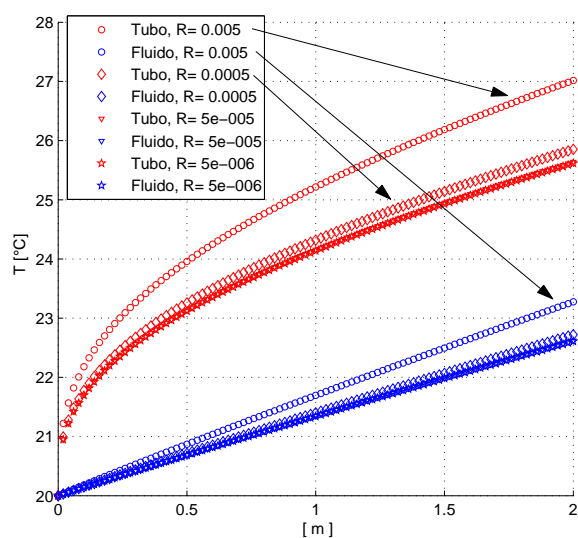


**Figura 4.8:** Andamento del numero di Reynolds (a) e del coefficiente di scambio convettivo interno (b) al variare della portata

È stata inoltre investigata l'influenza della resistenza termica di contatto. Sono state effettuate simulazioni con un intervallo di  $R_{contatto}$  compreso tra  $0.5 \cdot 10^{-2}$  e  $0.5 \cdot 10^{-5}$ . Come però si può vedere dalla figura 4.9 il peso di questa grandezza è abbastanza marginale: le distribuzioni di temperatura sono infatti praticamente tutte uguali per  $R_{contatto} > 0.5 \cdot 10^{-2} m^2 K/W$ . Di conseguenza, come si vede dalla 4.10, la differenza tra la temperatura delle celle e del supporto in alluminio è praticamente impercettibile; questo non deve però portare alla conclusione che il modello con un materiale equivalente approssimi allo stesso modo l'andamento della temperatura: gli scambi energetici presi in considerazione risultano infatti molto diversi nelle due configurazioni, principalmente a causa del fatto che l'assorbimento della radiazione è "localizzato" nel PV anziché distribuito in tutto il pannello e che il valore della conduttività termica equivalente è molto diverso dai due valori corrispondenti agli strati 1 e 2.

### 4.3 Canale superiore

Anche per questa configurazione sono state effettuate diverse simulazioni volte a comprendere come i diversi parametri influenzino le distribuzioni di temperatura. Nella figura 4.11 sono mostrati gli andamenti della temperatura della copertura trasparente, delle celle PV e del fluido per diverse condizioni d'ingresso di quest'ultimo. Come si può vedere, all'aumentare di  $T_{in}$ , la differenza tra



**Figura 4.9:** Andamenti della temperatura delle tubazioni e del fluido al variare della  $R_{\text{contatto}}$

$T_f$  e  $T_c$  cresce sempre più a causa dell'innalzamento delle perdite radiative e convettive della copertura verso l'ambiente esterno; la discrepanza tra  $T_f$  e  $T_{pv}$  invece rimane praticamente uguale (circa  $4^\circ\text{C}$ ) dato che lo strato di polistirene espanso garantisce posteriormente un buon isolamento termico.

Nelle figure 4.12 (a) e (b) si possono osservare gli andamenti di  $T_c$ ,  $T_f$  e  $T_{pv}$  rispettivamente al variare della larghezza del canale  $P$  e dell'altezza  $t$ . All'aumentare della larghezza del canale  $P$  si può notare come la variazione di temperatura del fluido cresca (seppur di  $0.5^\circ\text{C}$  soltanto) e tutte le curve in generale diventino più pendenti. Ciò è dovuto al crescere del coefficiente di scambio man mano che il canale rettangolare si avvicina alla configurazione "piastre piane parallele"; nonostante il numero di Reynolds diminuisca infatti (la portata è costante quindi la velocità diminuisce), il numero di Nusselt aumenta perché il fattore di forma  $\alpha^*$  diventa più favorevole (cfr. la (3.104), tabella 3.1 e figura 4.13).

All'aumentare dell'altezza  $t$ , invece, il canale si avvicina alla configurazione quadrata per cui il coefficiente di scambio termico convettivo è più basso: come si può vedere dalla figura 4.12 (b) la temperatura delle celle PV aumenta con lo spessore dello strato d'acqua nonostante con questo aumenti anche la potenza



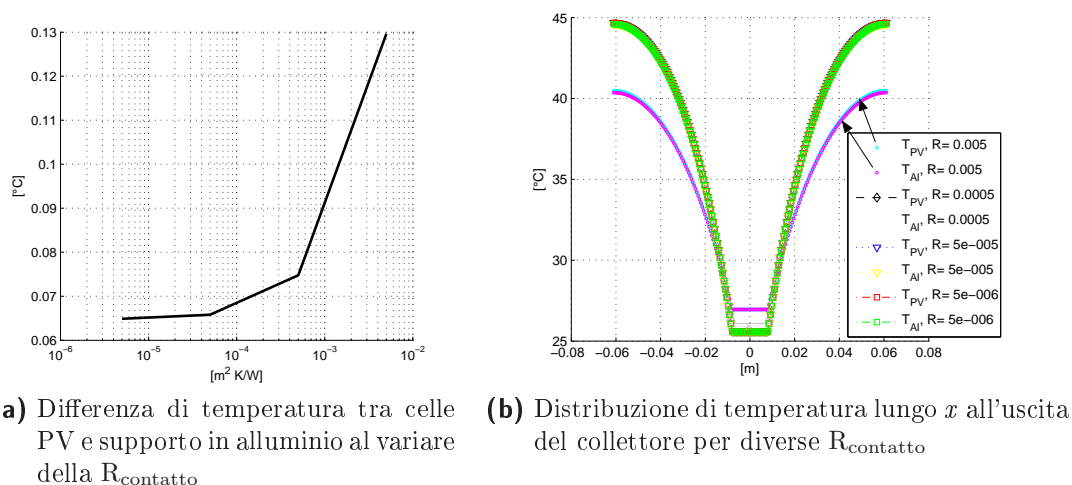


Figura 4.10

termica assorbita dal fluido; l'effetto della forte diminuzione del coefficiente di scambio termico convettivo è però maggiore di quello dell'assorbimento (vedi figura 4.14). Si può inoltre osservare come le temperature della copertura vetrata e del fluido siano praticamente indipendenti dallo spessore d'acqua  $t$ . Per valutare gli effetti dell'assorbimento della radiazione solare da parte dell'acqua, in figura 4.15 (a) è riportata la distribuzione spettrale della radiazione solare esterna, dopo che ha attraversato il vetro e lo strato d'acqua. Si può notare il comportamento selettivo del vetro che taglia le lunghezze d'onda minori di  $0.3\mu\text{m}$  e maggiori di  $2.7\mu\text{m}$  e il forte assorbimento dell'acqua nell'infrarosso, tanto maggiore quanto più elevato è lo spessore; ciò è evidente anche dalla figura 4.15 (b) in cui si osserva la diminuzione della trasmittività dell'acqua con l'aumentare dello spessore d'acqua.

Con le distribuzioni di temperatura finora esposte, sono state calcolate per ogni modello e al variare delle condizioni d'ingresso del fluido, diverse temperature medie. È stato così possibile ottenere il rendimento elettrico in funzione della temperatura ridotta  $T_r = \frac{T_{\text{in fluido}} - T_a}{G}$  che viene riportato nella figura 4.16. Escludendo il modello *sheet and tube* "materiale equivalente", il rendimento elettrico maggiore è quello del PVT a canale superiore che per  $T_r = 0$  vale 0.151, contro lo 0.144 del PVT *sheet and tube* "due materiali". Da notare però che in corrispondenza di  $T_r = 0.035$  si ha l'incrocio tra le due rette: per elevate temperature d'ingresso dell'acqua o irradianze solari modeste, la configurazione

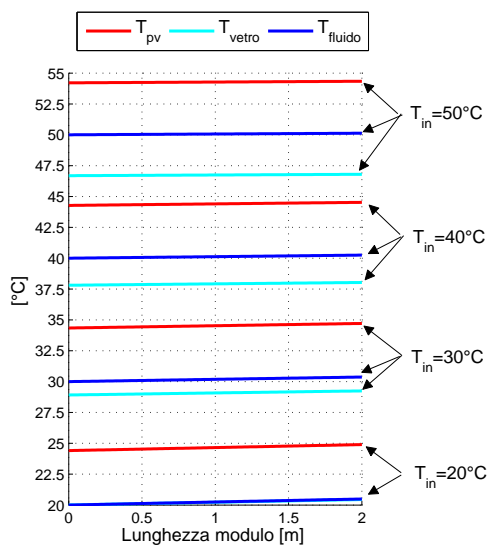


Figura 4.11: Andamento della temperatura delle celle, dell'acqua e del vetro per diverse temperature di ingresso del fluido

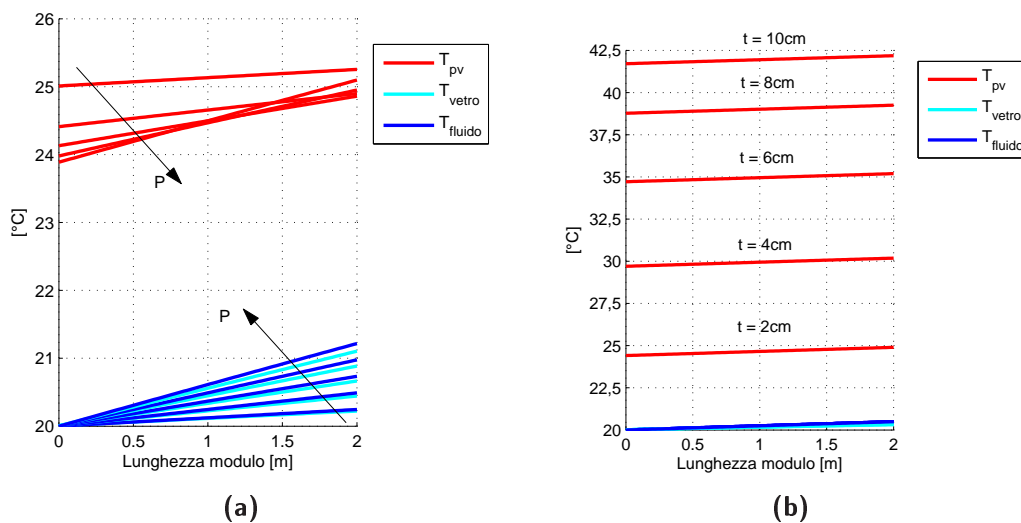
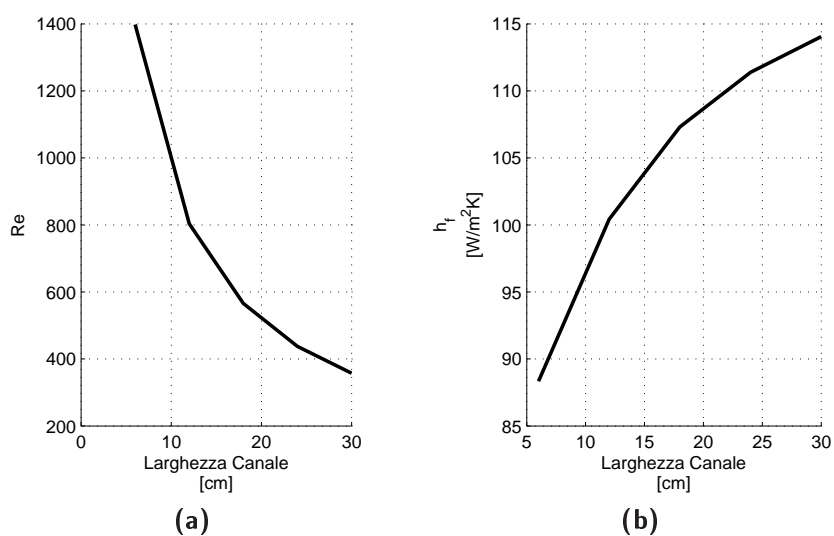
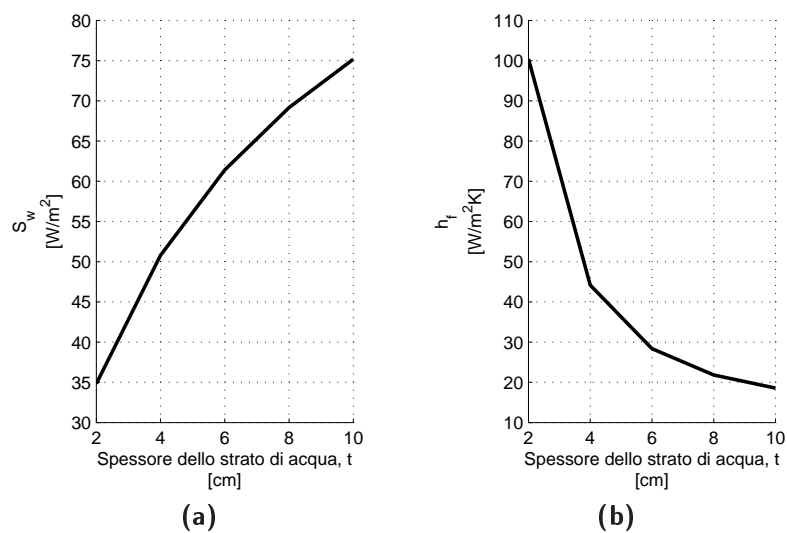


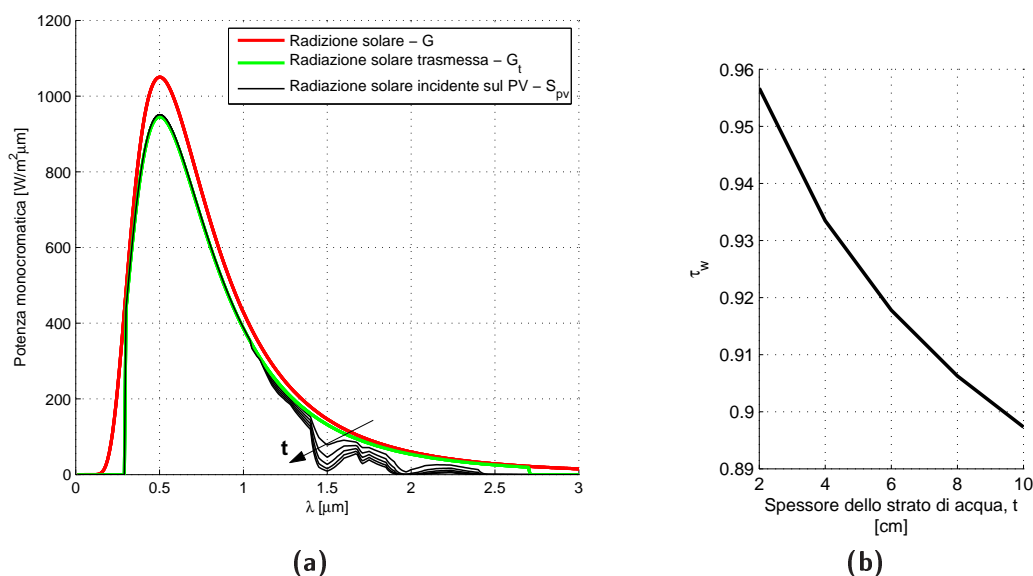
Figura 4.12: Andamento della temperatura delle celle, dell'acqua e del vetro al variare della larghezza  $P$  del canale (a) e dello spessore d'acqua  $t$  (b)



**Figura 4.13:** Andamento del numero di Reynolds (a) e del coefficiente di scambio convettivo interno (b) al variare della larghezza del canale



**Figura 4.14:** Flusso radiativo solare areico assorbito dall'acqua (a) e coefficiente di scambio convettivo interno (b) al variare dell'altezza del canale



**Figura 4.15:** Distribuzione spettrale della radiazione solare con i relativi assorbimenti (a) e trasmittività dell’acqua (b) al variare dell’altezza del canale  $t$

*sheet and tube* mostra efficienze elettriche maggiori.

È stata infine determinata per i tre modelli, la potenza termica recuperata  $Q_u$ , al variare della temperatura d’ingresso del fluido e di quella ambiente; i risultati sono riportati nella tabella 4.2 mentre  $Q_u$  è espressa dalla (4.2)<sup>3</sup>.

$$Q_u = \dot{m} c_p (T_{out\ fluido} - T_{in\ fluido}) \quad (4.2)$$

Si può osservare come il PVT a canale superiore abbia le prestazioni migliori in ogni condizione; quando la temperatura esterna scende, fornisce potenza anche quando gli altri non riescono. All’aumentare della temperatura dell’acqua in ingresso o al diminuire di quella ambiente, per tutti i modelli si osserva una diminuzione di  $Q_u$  a causa dell’aumento delle dispersioni termiche verso l’esterno coerentemente agli andamenti delle temperature del fluido riportati nelle sezioni precedenti.

Con i dati riportati in tabella 4.2, sono stati calcolati i rendimenti termici

<sup>3</sup>I dati si riferiscono alla potenza termica recuperabile da un modulo avente una superficie captante di 12x200cm.

**Tabella 4.2:** Potenza termica recuperata secondo i tre modelli, al variare della temperatura d'ingresso del fluido  $T_{in\ fluido}$  e della temperatura ambiente  $T_a$

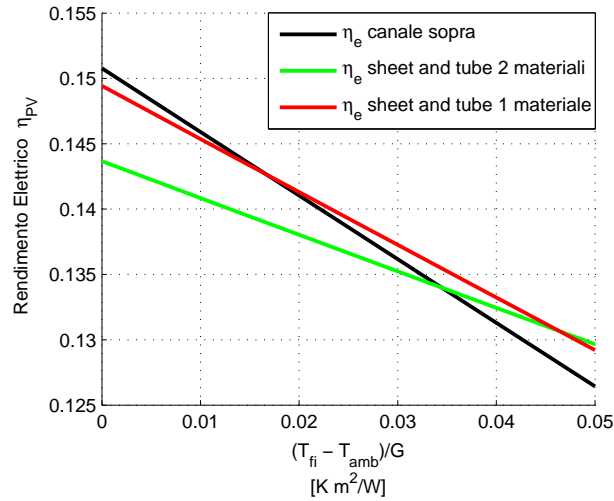
		$T_{in\ fluido}$			
		20°C	30°C	40°C	50°C
		Potenza recuperata [W]			
$T_a = 20^\circ\text{C}$	<b>Materiale equivalente</b>	97	71	45	19
	<b>Due materiali</b>	61	45	28	12
	<b>Canale superiore</b>	114	86	58	30
$T_a = 10^\circ\text{C}$	<b>Materiale equivalente</b>	70	45	19	-7
	<b>Due materiali</b>	44	28	12	-5
	<b>Canale superiore</b>	85	58	30	1
$T_a = 0^\circ\text{C}$	<b>Materiale equivalente</b>	45	20	-6	-32
	<b>Due materiali</b>	28	12	-4	-21
	<b>Canale superiore</b>	58	30	2	-26

$\eta_{th}$  secondo la seguente espressione:

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{G A_c} \quad (4.3)$$

avendo indicato con  $A_c$  la superficie captante dei collettori. Gli andamenti per i tre modelli al variare della temperatura ridotta  $T_r$  sono mostrati in figura 4.17: come precedentemente affermato, il collettore a canale superiore è il più efficiente. Tale risultato è inoltre confermato qualitativamente dallo studio effettuato da Zondag e altri [7] (vedi figura 4.18) in cui sono stati modellati diversi PVT. Da tale figura è possibile notare anche la vicinanza tra le curve del PVT sheet & tube 0 cover con quella calcolata dal modello "materiale equivalente": questo non deve necessariamente portare alla conclusione che sia più corretto il modello ad un materiale rispetto a quello a due poiché il rendimento calcolato da Zondag e altri non è validato da risultati sperimentali. Lo studio condotto dai ricercatori olandesi inoltre considera la temperatura delle celle variabile secondo bilanci termici mono-dimensionali il che porta a sovrastimare le temperature e il rendimento termico. Dalla figura 4.18 si vede anche la notevole differenza tra le curve dei PVT oggetto di studio e quelle di un collettore solare termico; ciò

conferma l'idea che i collettori termo-fotovoltaici debbano essere usati principalmente per produrre energia elettrica e solo secondariamente per il recupero termico.



**Figura 4.16:** Confronto tra i rendimenti elettrici dei tre modelli al variare della temperatura ridotta

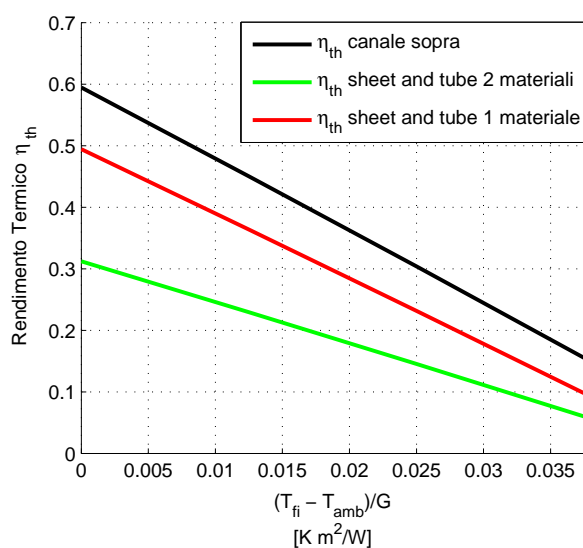


Figura 4.17: Rendimenti termici  $\eta_{th}$  al variare della temperatura ridotta  $T_r$

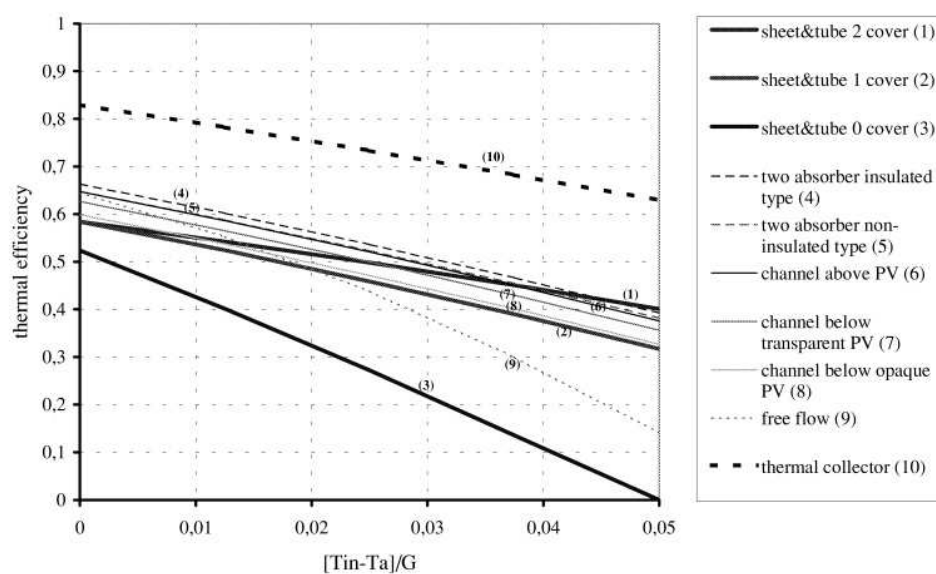


Figura 4.18: Rendimenti termici  $\eta_{th}$  al variare della temperatura ridotta  $T_r$  di diversi collettori PVT [7]





# Capitolo 5

## Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi sono stati sviluppati modelli analitici per descrivere le prestazioni elettriche e termiche di due collettori termo-fotovoltaici: la configurazione *sheet and tube* e quella *a canale superiore*. Dato il maggior valore termodinamico ed economico dell'energia elettrica rispetto a quella termica, specialmente se a bassa temperatura come in applicazioni di questo tipo, entrambi i collettori sono stati concepiti per far compiere all'acqua salti termici limitati ed avere temperature delle celle PV relativamente basse. In questo modo è possibile ottenere rendimenti elettrici maggiori.

I risultati hanno evidenziato che in generale le prestazioni elettriche e termiche del PVT *a canale superiore* sono superiori di quelle del modello *sheet and tube*. In particolare per temperatura ridotta nulla, i modelli forniscono dei rendimenti termici ed elettrici di 0.595 e 0.151 con una temperatura media delle celle PV di 25°C per la prima configurazione, mentre di 0.312 e 0.144 con una temperatura media di 36°C per la seconda. È interessante osservare però che, per differenze di temperatura elevate tra fluido e ambiente o irradiazioni modeste, il PVT *sheet and tube* presenta delle efficienze elettriche maggiori. Per quanto riguarda le prestazioni termiche invece, per il collettore *a canale superiore* si rilevano valori più elevati in ogni condizione.

Da un punto di vista tecnico-economico però, si può giungere a conclusioni opposte dati i costi minori di realizzazione, manutenzione e installazione del pannello *sheet and tube*. Tale tecnologia infatti deriva direttamente dai collettori solari termici, ed è quindi più collaudata ed affidabile. Un'ulteriore svantaggio del PVT *a canale superiore* è la massa d'acqua più elevata: questo rappresenta un problema sia dal punto di vista del peso, specialmente nelle applicazioni *building integrated* dove il carico che possono sopportare i tetti è limitato, sia

per la quantità di glicol da utilizzare per non far avvenire il congelamento del fluido.

Per una completa valutazione di questa tecnologia occorre comunque effettuare una dettagliata analisi economica e validare i modelli elaborati in questo progetto di tesi attraverso prove sperimentali.

Nonostante siano richiesti ulteriori studi, collaudi e accertamenti funzionali su questi sistemi, i PVT hanno le potenzialità di rivestire in futuro un importante ruolo tra le molte applicazioni delle energie rinnovabili, consentendo una riduzione di costi, di materiali impiegati e dello spazio occupato rispetto all'utilizzo di collettori solari e pannelli fotovoltaici presi singolarmente.

# Appendice A

## Metodo di calcolo

In questo capitolo verrà presentato il metodo di calcolo e la struttura fondamentale dei codici sviluppati per implementare il modello esposto nel capitolo precedente. Il software usato per tale scopo è stato MATLAB® che ha consentito oltre alla determinazione delle varie distribuzioni di temperatura, anche il calcolo del rendimento elettrico e di effettuare uno studio parametrico in funzione delle varie grandezze da ottimizzare. La scelta di utilizzare un modello analitico piuttosto che degli algoritmi più complessi come quelli alle differenze finite, è stata dettata dal fatto che l'intento di questo studio era quello di proporre un modello che non richiedesse né troppo tempo né troppa potenza di calcolo, in modo da ottenere velocemente dei risultati al variare dei parametri d'ingresso.

### A.1 Struttura degli algoritmi

Nonostante i tre codici di calcolo si basino su tre modelli diversi, la loro struttura base è abbastanza simile, addirittura uguale nel caso dei due algoritmi per il collettore *sheet and tube* ; sono infatti tutti organizzati in funzioni richiamate dal programma principale "*main*" organizzate come segue:

#### **Materiale equivalente e Due materiali distinti**

- Programma principale - *main*
  - dati in ingresso;
  - calcolo della distribuzione di temperatura;

- determinazione del rendimento elettrico;
- visualizzazione dei risultati.

### **Canale d'acqua sopra le celle PV**

- Programma principale - *main*
  - dati in ingresso;
  - calcolo della trasmittanza e dell'assorbimento della radiazione da parte dell'acqua;
  - determinazione della distribuzione di temperatura;
  - calcolo del rendimento elettrico;
  - visualizzazione dei risultati.

#### **A.1.1 Descrizione delle funzioni**

##### **Dati in ingresso**

Questa funzione è comune a tutti e tre gli algoritmi e non fa altro che riportare nel programma principale i dati geometrici dei collettori e le proprietà termo-fisiche dei vari materiali/fluidi impiegati nei diversi PVT. Sono per esempio riportati i vari spessori e le relative conduttività termiche degli strati che costituiscono il pannello, le sue dimensioni caratteristiche, temperatura ambiente e del fluido in ingresso, radiazione incidente, dati elettrici del pannello fotovoltaico e altre grandezze necessarie per le successive funzioni.

##### **Assorbimento e trasmittanza dell'acqua**

Questa funzione compare nel solo algoritmo relativo al modello di PVT *a canale sopra* data la presenza dell'acqua che filtra parzialmente la radiazione incidente sulle celle PV. Come descritto nella sezione 3.3.2 e nella 3.3.3 la radiazione fatta passare dall'acqua, varia con la lunghezza d'onda dei raggi solari incidenti che a loro volta sono stati precedentemente filtrati dal vetro. L'assorbimento da parte del fluido e la radiazione che arriva sulle celle inoltre dipendono dalle infinite riflessioni tra vetro e pannello PV. In questa funzione quindi sono stati inseriti due cicli annidati: il primo che scandisce tutte le lunghezze d'onda da 0.3 a  $2.7\mu m$  (banda passante del vetro) e il secondo che calcola per ogni riflessione dal vetro alle celle e viceversa la radiazione incidente sulle celle e quella assorbita dall'acqua secondo la (3.99) e la (3.117).

## Determinazione della distribuzione di temperatura

Come nel capitolo precedente è stato affermato, per calcolare la temperatura in ogni punto del collettore è necessario eseguire i cicli iterativi descritti nelle pagine 58, 66 e 73. Nella configurazione *sheet and tube* ad un solo materiale equivalente, data la bidimensionalità del problema sono stati implementati 4 cicli: il più esterno è su  $y$ , direzione di scorrimento del fluido; successivamente c'è quello che continua a calcolare la temperatura della tubazione  $T_b$  fintanto che il valore usato per ricavare il coefficiente di scambio radiativo  $h_{r,eq}$  non coincide con la (3.46); in seguito c'è il ciclo su  $x$ , direzione ortogonale a quella del flusso d'acqua; infine c'è un *loop* che continua a calcolare la temperatura per la coordinata attuale fino a quando il valore usato nella determinazione del coefficiente di scambio radiativo  $h_{r,eq}$  è uguale a quello ricavato dalla (3.35).

Per il modello con due materiali distinti vale la stessa struttura del materiale equivalente solo che nell'ultimo ciclo le temperature da determinare sono due: quella dell'alluminio e quella delle celle sulla quale viene effettuato il controllo di uguaglianza tra il valore utilizzato per il computo del coefficiente di scambio radiativo  $h_r$  e quello che si ottiene dalla (3.71).

Nel caso di PVT con canale d'acqua sopra invece, i cicli da eseguire sono due: uno nella direzione dell'acqua e l'altro che controlla la coincidenza tra il valore della temperatura del vetro usato per ricavarsi il coefficiente di scambio radiativo  $h_r$  e quello della (3.97).

## Calcolo del rendimento elettrico

Il questo studio per determinare il rendimento elettrico in funzione della temperatura è stata usata la (3.23). Per poter esprimerlo in funzione della temperatura ridotta  $T_r = \frac{T_i - T_a}{G}$ , con  $T_i$  = temperatura di ingresso del fluido,  $T_a$  = temperatura ambiente e  $G$  = irradianza, è stato necessario determinarsi le distribuzioni di temperatura delle celle al variare della temperatura d'ingresso dell'acqua. Per far ciò, la funzione che calcola l'andamento della temperatura del pannello fotovoltaico è stata inserita all'interno di un ciclo che scandisce il vettore contenente  $T_i$ . È stata infine determinata una temperatura media delle celle per ogni valore di  $T_i$  e calcolati quindi i rendimenti elettrici secondo la (3.23).

## Visualizzazione dei risultati

Questa funzione riporta graficamente gli andamenti di temperatura e le prestazioni dei collettori al variare dei parametri di seguito elencati e produce grafici diversi in base al modello considerato.

### A.1.2 Studio parametrico

Per poter ottimizzare ogni collettore e capire in che modo i vari fattori influenzino le prestazioni, è stato condotto uno studio parametrico sulle configurazioni di PVT *a canale sopra* e *sheet and tube* con due materiali distinti. Per quanto riguarda il primo, i parametri analizzati sono stati la larghezza dell'aletta  $P$ , lo spessore dello strato d'acqua  $t$  e la resistenza termica di contatto  $R_{contatto}$  tra le celle e la piastra in alluminio. Per il collettore *sheet and tube* con due materiali invece è stato fatto uno studio in base a  $R_{contatto}$  poiché la larghezza dell'aletta è un dato di progetto.

## A.2 Codici MATLAB®

Si riportano di seguito i listati delle funzioni utilizzate nei modelli descritti in precedenza.

### A.2.1 Materiale equivalente

#### Materiale equivalente - Main

```
% ----- %
%
%   STUDIO PRESTAZIONI PVT sheet and tube - 1 MATERIALE   %
%
% ----- %

clear all
close all
clc

% ----- %
% 1 - DATI GEOMETRICI AMBIENTE E COLLETTORE %
% ----- %

[tau_c,portata,T_in_fluido,k_acq,cp,T_a,k_eq,discr,...
    alpha_pv,V_wind,Emiss_cover,sp_eq,L_x_aletta,...
    Vet_L_x_aletta,L_y_aletta,Vet_L_y_aletta,D_int,D,k_ins,...
```

```

        sp_ins, eta_ref, T_ref, beta_ref, W] = Dati_geometrici;

% Condizioni di prova prestazioni collettore: radiazione perpen-
% dicolare al collettore (teta circa 0) e irradianza G =800 W/m2
Teta = 1e-10;
G = 800; %irradianza solare [W/m^2]
S=G*tau_c*alpha_pv; % radiazione solare assorbita dalle celle PV

for i = 1:length(T_in_fluido)

    % ----- %
    % 2 - DISTRIBUZIONE TEMPERATURA EQUIVALENTE %
    % ----- %

    [T_b, T_out_fluido, T_aletta, h_f_m, Re_D_m, deltaT_x_m(i), ...
    deltaT_f(i)] = T_eq(S, D_int, eta_ref, beta_ref, T_ref, ...
    T_a, V_wind, L_y_aletta, k_ins, sp_ins, k_acq, Vet_L_y_aletta, ...
    Emiss_cover, k_eq, sp_eq, W, D, portata, cp, T_in_fluido(i), Vet_L_x_aletta);

    vet_T_b(i,:) = T_b;
    vet_T_out_fluido(i,:) = T_out_fluido;
    vet_T_aletta(i,:) = T_aletta;
    %temperatura media delle celle PV
    T_m(i) = mean(mean(T_aletta));
    if T_in_fluido(i) == 20
        Teq_m_x = mean(T_aletta, 2);
    end

    %CALCOLO RENDIMENTO ELETTRICO
    eta_e(i) = eta_ref*(1-beta_ref*(T_m(i) - T_ref));

end

deltaT_f_max = max(deltaT_f)
deltaT_f_min = min(deltaT_f)
for i = 1:length(deltaT_f)-1
    Q(i) = portata*cp*deltaT_f(i);
end
eta_th = Q/(G*W*L_y_aletta);

% ----- %
% 3 - VISUALIZZAZIONE RISULTATI %
% ----- %

visual(vet_T_aletta, T_in_fluido, vet_T_b, vet_T_out_fluido, ...
    T_a, G, eta_e, Vet_L_x_aletta, Vet_L_y_aletta, discr, Teq_m_x);

```

### Funzione *Dati geometrici*

Nei paragrafi relativi al modello *due materiali e canale superiore* questa funzione non viene riportata dato che è praticamente identica nei tre modelli, le uniche differenze riguardano la presenza della resistenza di contatto, la suddivisione tra alluminio e celle PV, l'altezza del canale e altri dati marginali.

```

function[tau_c,portata,T_in_fluido,k_acq,cp,T_a,k_eq,...
    alpha_pv,V_wind,Emiss_cover,sp_eq,L_x_aletta,...
    Vet_L_x_aletta,L_y_aletta,Vet_L_y_aletta,D_int,D,k_ins,...
    sp_ins,eta_ref,T_ref,beta_ref,W]= Dati_geometrici

% Input prestazionali
%   portata = (4:4:20)/3600;
    portata = 20/3600;
% Proprietà fluidi-solidi
%   Acqua
    T_in_fluido = 20:10:60;
%   T_in_fluido = 20;
    k_acq       = 0.67;      % W/m*k
    cp          = 4186;     % J/kgK
%   Aria
    T_a = 20;      % [°C]
    V_wind = 2;   % [m/s]
% Caratteristiche superficie trasparente
    Emiss_cover = 0.4;
    tau_c=0.8651;
    k_vetro    = 1.4;    % [W/(mK)]
    Spessore_vetro = 0.004; % [ m ]
% Caratteristiche PV
    alpha_pv = 0.9;
    sp_pv = 12e-5; %spessore celle PV
    k_pv = 145;   %conduttività silicio [W/mK]
    eta_ref = 0.137; %rendimento elettrico a T_ref
    T_ref = 47; % [°C] Temperatura di riferimento
    beta_ref = 0.0045; %coefficiente di temperatura
    k_solder = 50;
    sp_solder = 10^-4;
    k_substrate = 120;
    sp_substrate = 2e-3;
    k_adhesive = 145;
    sp_adhesive = 10^-4;
% Caratteristiche piastra alluminio
    k_p = 237; % conduttività alluminio [W/(m*K)]
% Dati geometrici PVT
%   Dati geometrici aletta
    sp_p = 1.6e-3; % [m]
    discr = 100;
    W = 0.122;
    L_x_aletta = W/2;
    Vet_L_x_aletta = 0:L_x_aletta/discr:L_x_aletta;
    L_y_aletta = 2;
    Vet_L_y_aletta = 0:L_y_aletta/discr:L_y_aletta;
%   Dati geometrici tubo aletta
    D_int = 0.014;
    D = 0.016;
% Caratteristiche Piastra equivalente
    sp_eq = Spessore_vetro + sp_adhesive+ sp_pv + sp_solder...
        + sp_substrate + sp_p; %spessore equivalente [m]
    k_eq=(Spessore_vetro*k_vetro + sp_adhesive*k_adhesive+...
        sp_pv*k_pv+sp_solder*k_solder+sp_substrate*k_substrate...

```



```

        + sp_p*k_p)/sp_eq; %conduttività equivalente [W/mK]
    G_tot=k_eq*L_y_aletta*sp_eq/(W/2)
    G_y=k_eq*sp_eq/L_y_aletta*(W/2)
% Caratteristiche Isolante inferiore;
    k_ins = 0.05; %[W/mK]
    sp_ins = 0.05; %[m]
end

```

## Funzione *Distribuzione di temperatura* – $T_{eq}$

```

function[T_b,T_out_fluido,T_aletta,h_f_m,Re_D_m,deltaT_x_m,...
    deltaT_f]=T_eq(S,D_int,eta_ref,beta_ref,T_ref,...
    T_amb,V_wind,L_y_aletta,k_ins,sp_ins,k_acq,Vet_L_y_aletta,...
    Emiss_cover,k_eq,sp_eq,W,D,portata,cp,T_in_fluido,Vet_L_x_aletta)

% Calcolo T(x,y)

T_sky = 0.0552*(T_amb+ 273.15)^1.5 ; %[K]
sigma = 5.67*10^-8; % Costante di Boltzmann W/(m2 K4 )

h_wind = (8.6*V_wind^0.6)/(L_y_aletta^0.4);
csi = S*eta_ref*beta_ref;
gamma = S*eta_ref*(1+beta_ref*T_ref);
toll = 0.001;

for i = 1:length(Vet_L_y_aletta) %ciclo su y
    k=1;
    deltaT_b = 1;
    if i ==1 && k==1
        T = T_in_fluido;
    elseif i ~=1 && k==1
        T = T_out_fluido(i-1);
    else
        T = 0.5*(T_out_fluido(i)+T_b_it);
    end
    %calcolo coef di scambio convettivo acqua
    [Pr_w]=Prandtl(T);
    ro_w = density(T);
    ni_w = viscosity (T);
    v = portata/(pi*D_int^2/4)/ro_w; %velocità
    Re_D(i) = ro_w*v*D_int/ni_w;
    if i~=1
        Gz = Re_D(i)*Pr_w*D_int/Vet_L_y_aletta(i);
    else
        Gz = Re_D(i)*Pr_w*D_int /10^-20;
    end
    if Gz >= 2*10^4
        Nu_D = 1.302*Gz^(1/3) - 1;
    elseif Gz >= 667 && Gz<2*10^4
        Nu_D = 1.302*Gz^(1/3) - 0.5;
    elseif Gz>=0 && Gz<667
        Nu_D = 4.364 + 0.263*Gz^(0.506)*exp(-41/Gz);
    end
end

```

```

end
h_y(i) = Nu_D * k_acq / D_int;
C1 = h_y(i)*pi*D_int;
% Calcolo preliminare della temperatura di base dell'aletta,T_b:
% alla prima iterazione non si considera le perdite termiche
% radiative(h_r=0) per ottenere 1 valore con il quale iniziare
% le iterazioni.Con questo si calcola poi il primo valore di U_L

while deltaT_b>toll
if k==1 %alla prima iterazione
h_r_eq_a = 0;
h_b = k_ins/sp_ins;
else
%calcolo coefficienti di scambio radiativo
h_r_eq_a = sigma*Emiss_cover*((T_b_it+273.15)^2+...
T_sky^2)*((T_b_it+273.15)+T_sky);
end
U_L = h_wind + h_b + h_r_eq_a;
C2 = abs(U_L-csi);
m = sqrt(C2/(k_eq*sp_eq));
F = tanh(m*(W-D)/2)/(m*(W-D)/2);
C3 = F*(W-D)+D;
F1 = 1/C2/(1/C1+1/(C3*C2))/W;
alfa = F1*W*(U_L-csi)/(portata*cp);
%Calcolo temperatura del fluido
T_out_fluido(i)=(T_in_fluido-(S-gamma+(h_wind+h_b)*...
T_amb+h_r_eq_a*(T_sky-273.15))/(U_L-csi))*exp(-alfa*...
Vet_L_y_aletta(i))+(S-gamma+(h_wind+h_b)*T_amb+...
h_r_eq_a*(T_sky-273.15))/(U_L - csi);

if i==1
%calcolo qy_dy
qy_dy = F1*W*(S - gamma + (h_wind+h_b)*T_amb+...
h_r_eq_a*(T_sky-273.15)-T_out_fluido(i)*C2);
%calcolo T_b
T_b_it = qy_dy/C1 + T_out_fluido(i);
else
%calcolo qy_dy
qy_dy = F1*W*(S - gamma + (h_wind+h_b)*T_amb+...
h_r_eq_a*(T_sky-273.15) - ...
(T_out_fluido(i)+T_out_fluido(i-1))/2*C2);
%calcolo T_b
T_b_it=qy_dy/C1+(T_out_fluido(i)+T_out_fluido(i-1))/2;
end
if k~=1
deltaT_b = T_b(i) - T_b_it;
end
T_b(i) = T_b_it;
k = k+1;
if k>50
break
end
end
end

```

```

%calcolo distribuzione T_eq lungo x
for j = 1:length(Vet_L_x_aletta)
    deltaT = 10;
    k = 1;
    while abs(deltaT)>toll
        if k ==1
            h_r_eq_a = 0;
        else
            h_r_eq_a = sigma*Emiss_cover*((T_aletta(i,j)+...
                273.15)^2+T_sky^2)*((T_aletta(i,j)+273.15)-T_sky);
        end
        U_L = h_wind + h_b + h_r_eq_a;
        m = sqrt(abs((U_L-csi)/(k_eq*sp_eq)));
        C2 = abs(U_L-csi);
        %tra (W-D)/2 e W/2 la temperatura è uniforme e vale T_b
        if Vet_L_x_aletta(j)> (W-D)/2
            T_aletta_it = T_b(i);
        else
            T_aletta_it=(T_b(i)+1/(U_L-csi)*(gamma-...
                (h_wind+h_b)*T_amb-h_r_eq_a*(T_sky-273.15)-S))*...
                cosh(m*Vet_L_x_aletta(j))/cosh(m*(W-D)/2)-1/C2*(gamma-...
                (h_wind+h_b)*T_amb-h_r_eq_a*(T_sky-273.15)- S);

            end
            if k~=1
                deltaT = T_aletta(i,j) - T_aletta_it;
            end
            T_aletta(i,j) = T_aletta_it;
            k = k+1;
            if k>50
                break
            end
        end
    end
    deltaT_x(i)=T_aletta(i,1)-T_b(i);
end
h_f_m=mean(h_y(3:length(h_y)));
Re_D_m=mean(Re_D(3:length(h_y)));
deltaT_x_m=max(deltaT_x);
deltaT_f=T_out_fluido(length(Vet_L_y_aletta))-T_out_fluido(1);

end

```

## A.2.2 Due Materiali

### Due materiali – Main

```

% -----%
%
% STUDIO PRESTAZIONI PVT sheet and tube - 2 MATERIALI
%
% -----%

```

```

clear all
close all
clc

% ----- %
% 1 - DATI GEOMETRI AMBIENTE E COLLETTORE %
% ----- %

[tau_c,portata,T_in_fluido,k_acq,cp,T_a,k_1,k_2,...
 alpha_pv,V_wind,Emiss_cover,s_1,s_2,L_x_aletta,...
 Vet_L_x_aletta,L_y_aletta,Vet_L_y_aletta,discr,D_int,...
 D,k_ins,sp_ins,eta_ref,T_ref,beta_ref,W,R_tot,R_contatto]...
=Dati_geometrici;

% Condizioni di prova prestazioni collettore: radiazione perpen-
% dicolare al collettore (teta circa 0) e irradianza G =800 W/m2

Teta = 1e-10;
G = 800;%irradianza solare [W/m^2]
S=G*tau_c*alpha_pv;
cfr=0; %impostare cfr=1 se si vuole stampare i grafici di
%teta e teta_eq per poter confrontare le distribuzioni
%lungo 'x' di questo modello e il materiale equivalente

if max(size(R_tot))>1
    for i = 1:length(R_tot)

% ----- %
% 2 - DISTRIBUZIONE T1 E T2 %
% ----- %

[T_b,T_out_fluido,T1,T2,h_f_m(i),Re_D_m(i),deltaT1_2_m(i),...
 deltaT_f(i),deltaT_x_m(i)]=T1_T2(S,D_int,eta_ref,beta_ref,T_ref,...
 T_a,V_wind,L_y_aletta,k_ins,sp_ins,k_acq,Vet_L_y_aletta,...
 Emiss_cover,k_1,s_1,k_2,s_2,W,D,portata,cp,T_in_fluido,...
 Vet_L_x_aletta,R_tot(i));

    vet_T_b(i,:)=T_b;
    vet_T_out_fluido(i,:)=T_out_fluido;
    vet_T1(i,:,:)=T1;
    vet_T2(i,:,:)=T2;

    end

% ----- %
% 3 - VISUALIZZAZIONE RISULTATI %
% ----- %

    visual(vet_T1,vet_T2,R_contatto,Vet_L_y_aletta,vet_T_b,...
    vet_T_out_fluido,Vet_L_x_aletta,deltaT1_2_m,cfr,...
    T_in_fluido,portata,G,discr,h_f_m,Re_D_m,T_a,0);

elseif max(size(T_in_fluido))>1
    for i=1:length(T_in_fluido)

```

```

% ----- %
% 2 - DISTRIBUZIONE T1 E T2 %
% ----- %

[T_b,T_out_fluido,T1,T2,h_f_m(i),Re_D_m(i),deltaT1_2_m(i)...
,deltaT_f(i),deltaT_x_m(i)]=T1_T2...
(S,D_int,eta_ref,beta_ref,T_ref,T_a,V_wind,L_y_aletta,...
k_ins,sp_ins,k_acq,Vet_L_y_aletta,Emiss_cover,k_1,s_1,...
k_2,s_2,W,D,portata,cp,T_in_fluido(i),Vet_L_x_aletta,R_tot);

vet_T_b(i,:)=T_b;
vet_T_out_fluido(i,:)=T_out_fluido;
vet_T1(i,:,:)=T1;
vet_T2(i,:,:)=T2;
T1_m(i) = mean(mean(T1)); %temperatura media celle PV
if T_in_fluido(i)==20
    T1_m_x=mean(T1,2);
end
%CALCOLO RENDIMENTO ELETTRICO
eta_e(i) = eta_ref*(1-beta_ref*(T1_m(i) - T_ref));

end
deltaT_f_max=max(deltaT_f)
deltaT_f_min=min(deltaT_f)
for i=1:length(deltaT_f)-1
    Q(i)=portata*cp*deltaT_f(i);
end
eta_th=Q/(G*W*L_y_aletta);

deltaT_x_max=max(deltaT_x_m)
deltaT_x_min=min(deltaT_x_m)

% ----- %
% 3 - VISUALIZZAZIONE RISULTATI %
% ----- %
visual(vet_T1,vet_T2,R_contatto,Vet_L_y_aletta,vet_T_b,...
vet_T_out_fluido,Vet_L_x_aletta,deltaT1_2_m,cfr,...
T_in_fluido,portata,G,discr,h_f_m,Re_D_m,T_a,eta_e);

elseif max(size(portata))>1
for i=1:length(portata)

% ----- %
% 2 - DISTRIBUZIONE T1 E T2 %
% ----- %

[T_b,T_out_fluido,T1,T2,h_f_m(i),Re_D_m(i),...
deltaT1_2_m(i),deltaT_f(i),deltaT_x_m(i)]=...
T1_T2(S,D_int,eta_ref,beta_ref,T_ref,T_a,...
V_wind,L_y_aletta,k_ins,sp_ins,k_acq,Vet_L_y_aletta,...
Emiss_cover,k_1,s_1,k_2,s_2,W,D,portata(i),cp,...
T_in_fluido,Vet_L_x_aletta,R_tot);

vet_T_b(i,:)=T_b;

```

```

        vet_T_out_fluido(i,:)=T_out_fluido;
        vet_T1(i,:,:)=T1;
        vet_T2(i,:,:)=T2;
    end

    deltaT_f_max=max(deltaT_f)
    deltaT_f_min=min(deltaT_f)

    % ----- %
    % 3 - VISUALIZZAZIONE RISULTATI %
    % ----- %
    visual(vet_T1,vet_T2,R_contatto,Vet_L_y_aletta,vet_T_b,...
        vet_T_out_fluido,Vet_L_x_aletta,deltaT1_2_m,cfr,...
        T_in_fluido,portata,G,discr,h_f_m,Re_D_m,T_a,0);
end

```

## Funzione *T1\_T2*

```

function [T_b,T_out_fluido,T1,T2,h_f_m,Re_D_m,deltaT1_2_m,...
    deltaT_f,deltaT_x_m]=T1_T2(S,D_int,eta_ref,beta_ref,T_ref,...
    T_a,V_wind,L_y_aletta,k_ins,sp_ins,k_acq,Vet_L_y_aletta,...
    Emiss_cover,k_1,s_1,k_2,s_2,W,D,portata,cp,T_in_fluido,...
    Vet_L_x_aletta,R_tot)

% Calcolo T(x,y) superficiale piastra captante

T_sky = 0.0552*(T_a+ 273.15)^1.5 ; %[K]
sigma = 5.67*10^-8; % Costante di Boltzmann W/(m2 K4 )

%calcolo coefficienti di scambio convettivi e conduttivi
h_wind = (8.6*V_wind^0.6)/(L_y_aletta^0.4);
% R_contatto=0,5e-1; % [m2K/W]
h_12 = 1/R_tot;
% h_12 = 45;

csi = S*eta_ref*beta_ref;
gamma = S*eta_ref*(1+beta_ref*T_ref);
toll = 0.001;

for i = 1:length(Vet_L_y_aletta) %ciclo su y
    k=1;
    deltaT_b = 1;
    deltaT_1_2(i) = 0;
    if i ==1 && k==1
        T = T_in_fluido;
    elseif i ~=1 && k==1
        T = T_out_fluido(i-1);
    else
        T = 0.5*(T_out_fluido(i)+T_b_it);
    end
    %calcolo coef di scambio convettivo interno
    Pr_w = Prandtl(T);
    ro_w = density(T);
    mi_w = viscosity (T);
end

```

```

v = portata/(pi*D_int^2/4)/ro_w; %velocità
Re_D(i) = ro_w*v*D_int/mi_w;
if i~=1
    Gz = Re_D(i)*Pr_w*D_int/Vet_L_y_aletta(i);
else
    Gz = Re_D(i)*Pr_w*D_int /10^-20;
end
if Gz >= 2*10^4
    Nu_D = 1.302*Gz^(1/3) - 1;
elseif Gz >= 667 && Gz<2*10^4
    Nu_D = 1.302*Gz^(1/3) - 0.5;
elseif Gz>=0 && Gz<667
    Nu_D = 4.364 + 0.263*Gz^(0.506)*exp(-41/Gz);
end
h_f(i) = Nu_D * k_acq / D_int;
C1 = h_f(i)*pi*D_int;
% Calcolo della temperatura di base dell'aletta, T_b:
% alla prima iterazione non si considera le perdite termiche
% radiative (h_r=0)

while deltaT_b>toll
    if k==1 %alla prima iterazione
        h_r = 0;
        h_back = k_ins/sp_ins*ins;
    else
        %calcolo coefficienti di scambio radiativo
        h_r = sigma*Emiss_cover*((T_b_it+273.15)^2+...
            T_sky^2)*((T_b_it+273.15)+T_sky);
    end
    %Calcolo coefficienti di scambio globali - U_L1 e U_L2
    U_L1 = h_wind + h_12 + h_r - csi;
    U_L2 = h_back + h_12;

    %calcolo coefficienti vari
    L1 = -h_wind*T_a - h_r*(T_sky-273.15) + gamma;
    m2 = sqrt(U_L2/(k_2*s_2));
    m1 = sqrt(U_L1/(k_1*s_1));
    F2 = tanh(m2*(W-D)/2)/(m2*(W-D)/2);
    F1 = tanh(m1*(W-D)/2)/(m1*(W-D)/2);
    C_b=F1*(W-D)*(S-L1)+F2*(W-D)*h_back*T_a+(S-L1+h_back*T_a)*D;
    B=F1*(W-D)*(U_L1-h_12)+F2*(W-D)*h_back+(U_L1-h_12+h_back)*D;
    F_ = C1/(C1+B); %corrisponde a F'
    alfa = F_*B/(portata*cp);

    %CALCOLO TEMPERATURA DEL FLUIDO
    T_out_fluido(i) = (T_in_fluido - C_b/B)*...
        exp(-alfa*Vet_L_y_aletta(i)) + C_b/B;

    %CALCOLO qy_dy e T_b
    if i==1
        qy_dy = F_*(C_b - T_out_fluido(i)*B);
        T_b_it = qy_dy/C1 + T_out_fluido(i);
    else
        qy_dy=F_*(C_b-B*(T_out_fluido(i)+T_out_fluido(i-1))/2);
    end
end

```

```

        T_b_it=qy_dy/C1+(T_out_fluido(i)+T_out_fluido(i-1))/2;
    end
    if k~=1
        deltaT_b = T_b(i) - T_b_it;
    end
    T_b(i) = T_b_it;
    k = k+1;
    if k>50
        break
    end
end
end
%calcolo distribuzione T_1 lungo x: alla prima iterazione calcolo
%T1 come se non scambiasse con T2 (per non considerare il termine
%relativo pongo T2=0); con questo valore determino T2 con
%la quale ricalcolo T1 fino a convergenza
for j = 1:length(Vet_L_x_aletta)
    deltaT1 = 10;
    k = 1;
    while abs(deltaT1)>toll
        if k ==1
            h_r = 0;
            h_12_mem = h_12;
            h_12 = 0;
            T2(i,j) = T_b(i);
            h_back = k_ins/sp_ins*ins;
        else
            h_r = sigma*Emiss_cover*((T1(i,j)+273.15)...
                ^2+T_sky^2)*((T1(i,j)+273.15)+T_sky);
            h_12 = h_12_mem;
        end
        %Calcolo coefficiente di scambio globale - U_L1
        U_L1 = h_wind + h_12 + h_r - csi;

        %calcolo coefficienti vari
        L1 = -h_wind*T_a - h_r*(T_sky-273.15) + gamma;
        m1 = sqrt(U_L1/(k_1*s_1));
        %tra (W-D)/2 e W/2 la temperatura è uniforme e vale T_b
        if Vet_L_x_aletta(j)> (W-D)/2
            T1_it = T_b(i);
        else
            T1_it=(T_b(i)+(L1-S-h_12*T_b(i))/U_L1)*...
                cosh(m1*Vet_L_x_aletta(j))/cosh...
                (m1*(W-D)/2) -(L1 - S - h_12*T2(i,j))/U_L1;
        end
        %Calcolo coefficiente di scambio globale - U_L2
        U_L2 = h_back + h_12;
        m2 = sqrt(U_L2/(k_2*s_2));
        %tra (W-D)/2 e W/2 la temperatura è uniforme e vale T_b
        if Vet_L_x_aletta(j)> (W-D)/2
            T2(i,j) = T_b(i);
        else
            T2(i,j)=(T_b(i)-(h_back*T_a+h_12*T_b(i))...
                /U_L2)*cosh(m2*Vet_L_x_aletta(j))/...
                cosh(m2*(W-D)/2)+(h_back*T_a+h_12*T1_it)/U_L2;
        end
    end
end
end

```



```

        end
        if k~=1
            deltaT1 = T1(i,j) - T1_it;
        end
        T1(i,j) = T1_it;
        k = k+1;
        if k>50
            break
        end
    end
    if T1(i,j) - T2(i,j)>deltaT_1_2(i)
        deltaT_1_2(i) = T1(i,j) - T2(i,j);
    end
end
deltaT_x(i)=T1(i,1)-T_b(i);
end
h_f_m=mean(h_f(3:length(h_f)));
Re_D_m=mean(Re_D(3:length(h_f)));
deltaT1_2_m=max(deltaT_1_2);
deltaT_x_m=max(deltaT_x);
deltaT_f=T_out_fluido(length(Vet_L_y_aletta))-T_out_fluido(1);
end

```

### A.2.3 Canale superiore

#### PVT Canale superiore - Main

```

% ----- %
%
%          STUDIO PRESTAZIONI PVT - CANALE SOPRA
%
% ----- %

clear all
close all
clc

% ----- %
% 1 - DATI GEOMETRICI COLLETTORE E AMBIENTE %
% ----- %

[portata,T_in_fluido,k_w,cp,T_a,...
alpha_pv,V_wind,alpha_c,tau_c,Emiss_cover,...
L_y_aletta,Vet_L_y,discr,Gamma_,Csi_,P,t,h_back,...
R_contatto]=Dati_geometrici;

% Condizioni di prova prestazioni collettore: radiazione perpen-
% dicolare al collettore (teta circa 0) e irradianza G =800 W/m2
Teta = 1e-10;
G = 800;

if max(size(t)) >1
    for i = 1:length(t)

```

```

% ----- %
% 2 - ASSORBIMENTO RADIAZIONE DA PARTE DI VETRO E ACQUA %
% ----- %

[S_c,S_pv_i(i),S_pv(i),S_w(i),S_t(i),tau_w(i)]=...
    assorbimento_vetro_acqua(t(i),tau_c,Teta,alpha_pv,alpha_c,G);

% ----- %
% 3 - CALCOLO ANDAMENTO TEMPERATURE %
% ----- %

[h_f(i),T_c(i,:),T_pv(i,:),T_f(i,:),Re_D_h_m(i),deltaT_f(i)]=Temperature...
    (Vet_L_y,P,T_a,S_pv(i),S_c,Gamma_,Csi_,h_back,t(i),...
    T_in_fluido,S_w(i),V_wind,portata,cp,k_w,Emiss_cover,L_y_aletta);

end
% ----- %
% 4 - VISUALIZZAZIONE RISULTATI %
% ----- %
visual(t,S_w,S_pv,h_f,Re_D_h_m,tau_w,Vet_L_y,T_pv,T_c,...
    T_f,T_in_fluido,T_a,...
    0,0,R_contatto,P,portata,G)

elseif max(size(h_back))>1
    for i = 1:length(h_back)

% ----- %
% 2 - ASSORBIMENTO RADIAZIONE DA PARTE DI VETRO E ACQUA %
% ----- %

[S_c,S_pv_i,S_pv,S_w,S_t,tau_w]=...
    assorbimento_vetro_acqua(t,tau_c,Teta,alpha_pv,alpha_c,G);

% ----- %
% 3 - CALCOLO ANDAMENTO TEMPERATURE %
% ----- %

[h_f(i),T_c(i,:),T_pv(i,:),T_f(i,:),Re_D_h_m(i),deltaT_f(i)]=...
    Temperature(Vet_L_y,P,T_a,S_pv,S_c,Gamma_,Csi_,h_back(i),t,...
    T_in_fluido,S_w,V_wind,portata,cp,k_w,Emiss_cover,L_y_aletta);

end
% ----- %
% 4 - VISUALIZZAZIONE RISULTATI %
% ----- %
visual(t,S_w,S_pv,h_f,Re_D_h_m,tau_w,Vet_L_y,T_pv,T_c,...
    T_f,T_in_fluido,T_a,...
    0,0,R_contatto,P,portata,G)

elseif max(size(T_in_fluido))>1
    for i = 1:length(T_in_fluido)

```

```

% ----- %
% 2 - ASSORBIMENTO RADIAZIONE DA PARTE DI VETRO E ACQUA %
% ----- %

[S_c,S_pv_i,S_pv,S_w,S_t,tau_w]=...
    assorbimento_vetro_acqua(t,tau_c,Teta,alpha_pv,alpha_c,G);

% ----- %
% 3 - CALCOLO ANDAMENTO TEMPERATURE %
% ----- %

[h_f(i),T_c(i,:),T_pv(i,:),T_f(i,:),Re_D_h_m(i),deltaT_f(i)]=...
    Temperature(Vet_L_y,P,T_a,S_pv,S_c,Gamma_,Csi_,h_back,t,...
T_in_fluido(i),S_w,V_wind,portata,cp,k_w,Emiss_cover,L_y_aletta);

    %calcolo rendimento elettrico

    T_pv_m(i)= mean(T_pv(i,:));
    eta_e(i) = Gamma_ - Csi_*T_pv_m(i);

end

for i=1:length(deltaT_f)-1
    Q(i)=portata*cp*deltaT_f(i);
end
eta_th=Q/(G*P*L_y_aletta);
% ----- %
% 4 - VISUALIZZAZIONE RISULTATI %
% ----- %
    visual(t,S_w,S_pv,h_f,Re_D_h_m,tau_w,Vet_L_y,T_pv,T_c,...
        T_f,T_in_fluido,T_a,...
        eta_th,eta_e,R_contatto,P,portata,G)

elseif max(size(P))>1
    for i=1:length(P)

% ----- %
% 2 - ASSORBIMENTO RADIAZIONE DA PARTE DI VETRO E ACQUA %
% ----- %

[S_c,S_pv_i,S_pv,S_w,S_t,tau_w]=...
    assorbimento_vetro_acqua(t,tau_c,Teta,alpha_pv,alpha_c,G);

% ----- %
% 3 - CALCOLO ANDAMENTO TEMPERATURE %
% ----- %

[h_f(i),T_c(i,:),T_pv(i,:),T_f(i,:),Re_D_h_m(i),deltaT_f(i)]=...
    Temperature(Vet_L_y,P(i),T_a,S_pv,S_c,Gamma_,Csi_,h_back,t,...
T_in_fluido,S_w,V_wind,portata,cp,k_w,Emiss_cover,L_y_aletta);

end

```

```

% ----- %
% 4 - VISUALIZZAZIONE RISULTATI %
% ----- %
visual(t,S_w,S_pv,h_f,Re_D_h_m,tau_w,Vet_L_y,T_pv,T_c,...
      T_f,T_in_fluido,T_a,...
      0,0,R_contatto,P,portata,G)

elseif max(size(portata))>1
    for i = 1:length(portata)

% ----- %
% 2 - ASSORBIMENTO RADIAZIONE DA PARTE DI VETRO E ACQUA %
% ----- %

[S_c,S_pv_i,S_pv,S_w,S_t,tau_w]=...
    assorbimento_vetro_acqua(t,tau_c,Teta,alpha_pv,alpha_c,G);

% ----- %
% 3 - CALCOLO ANDAMENTO TEMPERATURE %
% ----- %

[h_f(i),T_c(i,:),T_pv(i,:),T_f(i,:),Re_D_h_m(i),deltaT_f(i)]=...
    Temperature(Vet_L_y,P,T_a,S_pv,S_c,Gamma_,Csi_,h_back,t,...
    T_in_fluido,S_w,V_wind,portata(i),cp,k_w,Emiss_cover,L_y_aletta);

    %calcolo rendimento elettrico

    T_pv_m(i)= mean(T_pv(i,:));
    eta_e(i) = Gamma_ - Csi_*T_pv_m(i);

    end
% ----- %
% 4 - VISUALIZZAZIONE RISULTATI %
% ----- %
visual(t,S_w,S_pv,h_f,Re_D_h_m,tau_w,Vet_L_y,T_pv,T_c,...
      T_f,T_in_fluido,T_a,...
      0,0,R_contatto,P,portata,G)
end

```

### Funzione *Assorbimento\_vetro\_acqua*

```

function [S_c_m_t,S_pv_m,S_pv_m_a,S_w_m,G_0_t_m,tau_a_w_m]=...
    assorbimento_vetro_acqua(t,tau_c,Teta,alpha_pv,alpha_c,G)

%Radiazione assorbita dal vetro
S_c_G = G*alpha_c;
ro_c = 1-alpha_c-tau_c;%riflettività del vetro
lambda_k=0.3:0.01:1.04;
lambda_k=lambda_k';
load('lambda_coef_estinz.mat');
load('coef_estinz.mat');
K1=zeros(size(lambda_k));
lambda_k=[lambda_k; lambda2];
K=[K1;K];

```

```

C1 = 3.742*10^8; %[W * micron^4 /m^2] Fonte: Incropera
C2 = 1.43868e4; %[micron * K] Fonte: Incropera
lambda=0.01:0.01:8; %lunghezze d'onda in micron, da 0.01 a 8
                    % con un intervallo di 0.01

i = 0;
for j=1:length(lambda)
    %calcolo dello spettro della radiazione solare come
    %proveniente da un corpo nero a 5777 K
    G_0(j) = C1/(lambda(j)^5*(exp(C2/(lambda(j)*5777))-1));
    %limite lo spettro alla finestra che va da 0.3 a 2.7
    if lambda(j)>=0.3 && lambda(j)<2.7
        if lambda(j)==0.3
            lambda_min=j;
        end
        index_min=find(lambda_k>=lambda(j));
        index_max=find(lambda_k<=lambda(j));
        null=find(lambda_k<0);
        if size(index_max)==size(null)
            index_min=1;
            index_max=2;
        else
            index_min=index_min(1);
            index_max=index_max(max(size(index_max)));
            if index_max==index_min
                index_max=index_min+1;
            end
        end
        end
        i=i+1;
        K_(i) = (lambda(j)-lambda_k(index_min))/(lambda_k...
            (index_max)-lambda_k(index_min))*(K(index_max)...
            -K(index_min))+K(index_min);
        tau_a_w(i) = exp(-K_(i)*t/(cos(Teta)));
        A = 0;
        A1 = 0;
        A2 = 0;
        for n = 0:100
            %radiazione trasmessa dall'acqua per l'n-sima riflessione
            A = A+((1-alpha_pv)*ro_c)^n*tau_a_w(i)^(2*n);
            %calcolo della radiazione assorbita dall'acqua
            p= n+1;
            %riflessione proveniente dalla copertura
            A1=A1+((1-alpha_pv)*ro_c)^n*tau_a_w(i)^(2*n);
            %riflessione proveniente dalle celle PV
            A2=A2+(1-alpha_pv)^p*ro_c^(p-1)*tau_a_w(i)^(2*p-1);
        end
        %radiazione incidente sul PV per la i-sima lambda
        S_pv(j) = G_0(j)*tau_c*tau_a_w(i)*A;
        %radiazione assorbita dall'acqua tenendo conto delle
        %riflessioni multiple
        S_w(j) = G_0(j)*tau_c*(1-tau_a_w(i))*(A1+A2);
        %radiazione trasmessa dal vetro tenendo conto della
        %sua opacità tra 0.3 e 2.7 e della sua trasmittanza

```

```

        G_0_t(j)=G_0(j)*tau_c;
        lambda_max=j;
    elseif lambda(j)<0.3 || lambda(j)>2.7
        S_pv(j)=0;
        S_w(j)=0;
        G_0_t(j) = 0;
        S_c(j)=0;
    end
end
end
%potenza solare mediata sull'intero spettro [W/m2]
G_0_m = trapz(lambda,G_0);
F_sole_terra = G/G_0_m;
S_pv = S_pv.*F_sole_terra;
S_w = S_w.*F_sole_terra;
G_0_t = G_0_t.*F_sole_terra;
S_c = S_c.*F_sole_terra;
G_0_t_m = trapz(lambda,G_0_t);
%radiazione incidente sul PV mediata sullo spettro
S_pv_m = trapz(lambda,S_pv);
%radiazione assorbita dalle celle PV
S_pv_m_a = S_pv_m*alpha_pv*tau_c;
S_w_m = trapz(lambda,S_w);%radiazione assorbita dall'acqua
%trasmittanza media dell'acqua
tau_a_w_m = S_pv_m/G_0_t_m;

figure(35)
%   whitebg([0.7 0.7 0.7])
hold on
grid on
plot(lambda(1:300),G_0(1:300)*F_sole_terra,'y','Linewidth',2)
plot(lambda(1:300),G_0_t(1:300),'c','Linewidth',2)
plot(lambda(1:300),S_pv(1:300),'k','Linewidth',1)
legend('Radiazione solare - G',['Radiazione solare trasmessa'...
'- G_t'],'Radiazione solare incidente sul PV - S_{pv}')
xlabel('\lambda [\mum]')
ylabel('Potenza monocromatica [W/m^2\mum]')
end

```

## Funzione *Temperature*

```

function [h_f_m,T_c,T_pv,T_f,Re_D_h_m]=Temperature...
    (Vet_L_y,P,T_a,S_pv,S_c,Gamma_,Csi_,h_back,t,T_in_fluido,...
    A_w,V_wind,portata,cp,k_w,Emiss_cover,L_y_aletta)

T_sky = 0.0552*(T_a+ 273.15)^1.5 ; %[K]
sigma = 5.67*10^-8; % Costante di boltzmann W/(m2 K4 )
h_wind = (8.6*V_wind^0.6)/(L_y_aletta^0.4); %pag 23 cap 2
D_h = 2*P*t/(P+t); %diametro idraulico

%coefficienti per la determinazione del Nu
alpha_ = [1,0.667,0.5,0.250,0.125,0];
lambda0 = [5.96,6.25,6.78,8.88,11.19,15.09];
G0 = [0.598,0.627,0.669,0.839,1.03,1.717];
p_1 = polyfit(alpha_,lambda0,6);

```

```

p_G = polyfit(alpha_,G0,6);
if t/P<1
    alfa = t/P; %alfa=1/alpha*, alfa*=lato lungo/lato corto
else
    alfa = P/t;
end
G_(1)=p_G(1)*alfa^6 + p_G(2)*alfa^5 + p_G(3)*alfa^4 + p_G(4)*...
    alfa^3 + p_G(5)*alfa^2 + p_G(6)*alfa^1 + p_G(7);
lambda(1) = p_l(1)*alfa^6 + p_l(2)*alfa^5 + p_l(3)*alfa^4 +...
    p_l(4)*alfa^3 + p_l(5)*alfa^2 + p_l(6)*alfa^1 + p_l(7);
if alfa == 1
    lambda(2) = 35.54;
    lambda(3) = 78.9;
    G_(2) = 0.462;
    G_(3) = 0.138;
end

gamma = S_pv*Gamma_;
csi = S_pv*Csi_;
toll = 1e-2;
for i=1:length(Vet_L_y)

    %calcolo coef di scambio convettivo acqua
    if i ==1
        T = T_in_fluido;
    else
        T = T_f(i-1);
    end
    [Pr_w]=Prandtl(T);
    ro_w = density(T);
    ni_w = viscosity (T);
    v = portata/(P*t)/ro_w; %velocità [m/s]
    Re_Dh(i) = ro_w*v*D_h/ni_w;
    num=0;
    denom=0;
    ics_plus = 2*(Vet_L_y(i)/D_h)/(Re_Dh(i)*Pr_w);
    for n=1:length(G_)
        num = num + G_(n)*exp(-lambda(n)*ics_plus);
        denom =denom+(G_(n)/lambda(n))*exp(-lambda(n)*ics_plus);
    end
    Nu_D_h = num/(2*denom);

    %Nusselt medio per verificare l'odg di quello locale
    if t/P<1
        alpha = t/P; %alpha = altezza/larghezza del canale
    else
        alpha = P/t;
    end
    Nu_D_h_m = 7.541*(1-2.61*alpha + 4.97*alpha^2-...
        5.199*alpha^3+2.702*alpha^4-0.548*alpha^5);

    h_f = Nu_D_h * k_w/D_h;
    h_f1(i)=h_f;
    deltaT_c = 10;

```

```

k = 1;
while deltaT_c > toll
    %calcolo coefficienti della copertura
    if k==1
        h_r = 0;
    else
        h_r = sigma*Emiss_cover*((T_c(i)+273.15)^2+...
            T_sky^2)*((T_c(i)+273.15)+T_sky);
    end
    U_c = h_wind + h_f + h_r;
    C_c = (S_c + h_wind*T_a + h_r*(T_sky-273.15))/U_c;
    %calcolo coefficienti del PV
    U_pv = h_f + h_back -csi;
    C_pv = (S_pv - gamma + h_back*T_a)/U_pv;
    %calcolo coefficienti dell' acqua
    C_w = P*(h_f*(C_pv+C_c)+A_w)/portata/cp;
    U_w = P*h_f*((h_f-U_pv)/U_pv+(h_f-U_c)/U_c)/portata/cp;
    %calcolo temperatura acqua
    T_f(i)=(T_in_fluido+C_w/U_w)*exp(U_w*Vet_L_y(i))-C_w/U_w;
    %calcolo temperatura PV
    T_pv(i) = C_pv + h_f*T_f(i)/U_pv;
    %calcolo temperatura copertura
    T_c_it = C_c + h_f*T_f(i)/U_c;
    if k~=1
        deltaT_c = abs(T_c_it-T_c(i));
    end
    T_c(i) = T_c_it;
    k = k+1;
end
end
h_f_m = mean(h_f1);
Re_D_h_m = mean(Re_Dh(i));
deltaT_f = T_f(max(size(T_f)))-T_f(1);
end

```







## Elenco dei simboli

$\dot{m}$	<i>Portata</i> [kg/s]
$c_p$	<i>Calore specifico a pressione costante</i> [J/kg K]
$h_f$	<i>Coefficiente di scambio termico</i> [W/m <sup>2</sup> K]
$G$	<i>Irradianza solare</i> [W/m <sup>2</sup> ]
$k$	<i>Conduttività</i> [W/m K]
$L$	<i>Lunghezza del collettore</i> [m]
$P$	<i>Larghezza del canale</i> [m]
$PV$	<i>Fotovoltaico</i>
$PVT$	<i>Photovoltaic-Thermal Collector</i>
$T$	<i>Temperatura, se non altrimenti specificato in</i> [°C]
$t$	<i>Altezza del canale</i> [m]
$u$	<i>Velocità</i> [m/s]
$W$	<i>Larghezza dell'aletta</i> [m]
<b>Lettere Greche</b>	
$\alpha$	<i>Assorptività</i>
$\eta_e$	<i>Rendimento elettrico</i>
$\gamma$	<i>Si veda l'equazione (3.24)</i>

$\lambda$	<i>Lunghezza d'onda</i>
$\rho$	<i>Riflettività</i>
$\sigma$	<i>Costante di Stefan-Boltzmann pari a <math>5.67 \cdot 10^{-8}</math> [W/m<sup>2</sup> K<sup>4</sup>]</i>
$\tau$	<i>Trasmissività</i>
$\varepsilon$	<i>Emissività</i>
$\vartheta$	<i>Angolo tra radiazione e normale alla superficie su cui incide o variabile ausiliaria</i>
$\xi$	<i>Si veda l'equazione (3.25)</i>

***Pedici***

<i>1</i>	<i>Relativo al modulo fotovoltaico</i>
<i>12</i>	<i>Relativo all'interfaccia delle superfici 1 e 2</i>
<i>2</i>	<i>Relativo alla piastra in alluminio</i>
<i>a</i>	<i>Assorbita o ambiente</i>
<i>b</i>	<i>Tubazione</i>
<i>c</i>	<i>Copertura vetrata</i>
<i>eq</i>	<i>Materiale equivalente</i>
<i>f</i>	<i>Relativo al fluido</i>
<i>i</i>	<i>Incidente o i-simo o relativo alle condizioni d'ingresso</i>
<i>ins</i>	<i>Isolante</i>
<i>n</i>	<i>Corpo nero</i>
<i>r</i>	<i>Riflessa</i>
<i>ref</i>	<i>Condizioni di riferimento</i>
<i>sky</i>	<i>Cielo</i>

*t*      *Trasmessa*

*w*      *Acqua*

*wind*   *Vento*



# Bibliografia

- [1] S.C. Solanki, Swapnil Dubey, e Arwind Tiwari. Indoor simulation and testing of photovoltaic thermal (PV/T) air collectors. *Applied Energy*, 86:2421–2428, 2009.
- [2] P.G. Charalambous, G.G. Maidment, S.A. Kalogirou, e K. Yiakoumetti. Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review. *Applied Thermal Engeneering*, 27:275–286, 2007.
- [3] H.A. Zondag, D.W. Vries, W. G. J. Van Helden, R. J. C. Van Zolingen, e A. A. Van Steenhoven. The thermal and electrical yield of a combi-panel. In *Proceedings of ISES Bi-annual Conference on CD-ROM*, Jerusalem, 1999.
- [4] T.T. Chow. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. *Applied Energy*, 87:365–379, 2010.
- [5] K.S. Sopian, H.T. Yigit, H.T. Liu, S. Kakac, e T.N. Veziroglu. Performance analysis of photovoltaic/thermal air heaters. *Energy Conversion and Management* 37, 11:1657–1670, 1996.
- [6] Adel A. Hegazy. Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors. *Energy Conversion & Management*, 41: 861–881, 2000.
- [7] H.A. Zondag, D.W. de Vries, W.G.J. van Helden, R.J.C. van Zolingen, e A.A. van Steenhoven. The yield of different combined pv-thermal collector designs. *Solar Energy*, 74:253–269, 2003.
- [8] Jie Ji, Jian-Ping Lu, Tin-Tai Chow, Wei He, e Gang Pei. A sensitivity study of a hybrid photovoltaic/thermal water-heating system with natural circulation. *Applied Energy*, 84:222–237, 2007.

- [9] S.Tselepis e Y. Tripanagnostopoulos. Economic analysis of hybrid photovoltaic/thermal solar systems and comparison with standard pv modules. In *Proceedings of International Conference on PV in Europe*, pp. 856–859, Rome, Italy, 7–11 October 2002.
- [10] Y. Tripanagnostopoulos. Aspects and improvements of hybrid photovoltaic/thermal solar energy systems. *Solar Energy*, 81:1117–1131, 2007.
- [11] L.W. Florschuetz. Extension of the Hottel-Whillier model to the analysis of combined photovoltaic/thermal flat plate collectors. *Solar Energy*, 22:361–366, 1979.
- [12] H.C. Hottel e A. Willier. Evaluation of flat-plate solar collector performance. In University of Arizona Press, A cura di, *Transactions of the Conference on the Use of Solar Energy, vol. 2*, Tucson, Arizona, 1958.
- [13] B. Sandnes e J. Rekstad. A photovoltaic/thermal (PV/T) collector with a polymer absorber plate. experimental study and analytical model. *Solar Energy*, 72(1):63–73, 2002.
- [14] J.K. Tonui e Y. Tripanagnostopoulos. Air-cooled pvt solar collectors with low cost performance improvements. *Solar Energy*, 81:498–511, 2007.
- [15] TT. Chow. Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model. *Solar Energy*, 75(2):143–52, 2003.
- [16] J Ji, W He, e HN Lam. The annual analysis of the power output and heat gain of a pv-wall with different integration mode in hong kong. *Solar Energy Material and Solar Cells*, pp. 1–14, 2001.
- [17] H Yang, J Burnett, e Z Zhu. Building-integrated photovoltaics: effect on the cooling load component of building facades. *Building Service Engineering Research and Technology*, 22(3):157–165, 2001.
- [18] Jie Ji, , Hanfeng He, Tintai Chow, Gang Pei, Wei He, e Keliang Liu. Distributed dynamic modeling and experimental study of pv evaporator in a pv/t solar-assisted heat pump. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52:1365–1373, 2009.



- 
- [19] Guoying Xu, Shiming Deng, Xiaosong Zhang, Lei Yang, e Yuehong Zhang. Simulation of a photovoltaic/thermal heat pump system having a modified collector/evaporator. *Solar Energy*, 83:1967–1976, 2009.
- [20] G. Pei, J. Ji, TT Chow, H. He, K. Liu, e H. Yi. Comparative analysis of winter performance of pv-sahp system with and without glass cover. *Journal of Power and Energy*, 222(2):179–187, 2008.
- [21] SA. Kalogirou. Use of TRNSYS for modeling and simulation of a hybrid pv- thermal solar system for cyprus. *Renewable Energy*, 23(2):247–260, 2001.
- [22] SA. Kalogirou e Y. Tripanagnostopoulos. Hybrid pv/t solar systems for domestic hot water and electricity production. *Energy Conversion and Management*, 47(18–19):3368–82, 2006.
- [23] H.P. Garg e R.S. Adhikari. Conventional hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) air heating collectors: steady-state simulation. *Renewable Energy*, 11(3):363–385, 1997.
- [24] L. Mei, D. Infield, U. Eicker, e V. Fux. Thermal modeling of a building with an integrated ventilated pv facade. *Energy Building*, 35:605–17, 2003.
- [25] Y. Tripanagnostopoulos, Th. Nousia, M. Souliotis, e P. Yianoulis. Hybrid photovoltaic/thermal solar systems. *Solar Energy*, 72(3):217–234, 2002.
- [26] H. Saitoh, Y. Hamada, H. Kubota, M. Nakamura, K. Ochifuji, S. Yokoyama, e e altri. Field experiments and analysis on a hybrid solar collector. *Applied Thermal Engeneering*, 23:2089–105, 2003.
- [27] T. Fujisawa e T. Tani. Annual exergy evaluation on photovoltaic–thermal hybrid collector. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 47(1–4):135–148, 1997.
- [28] A.S. Joshi, A. Tiwari, G.N. Tiwari, I. Dincer, e B.V. Reddy. Performance evaluation of a hybrid photovoltaic thermal (PV/T) (glass-to-glass) system. *International Journal of Thermal Sciences*, 48:154–164, 2009.
- [29] Jie Ji, Gang Pei, Tin tai Chow, Keliang Liu, Hanfeng He, Jianping Lu, e Chongwei Han. Experimental study of photovoltaic solar assisted heat pump system. *Solar Energy*, 82:43–52, 2008.

- [30] J. Hansen e H. Sørensen. IEA SHC task 35 "pv/thermal solar system".
- [31] John A. Duffie e William A. Beckman. *Solar engineering of thermal processes*. Wiley, New York, 1991.
- [32] Frank P. Incropera e David P. DeWitt. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley, fifth edition, 2002.
- [33] W.C. SwinBank. Long wave radiation from clear skies. *Quart. J. Roy. Meteorol. soc.*, 89, 1963.
- [34] H.A. Zondag. Flat-plate pv-thermal collectors and systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12:891–959, 2008.
- [35] J.A. Palyvos E. Skoplaki. On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations. *Solar Energy*, 83:614–624, 2009.
- [36] John H. Lienhard IV e John H. Lienhard V. *A heat Transfer textbook*. Phlogiston press, third edition, January 2008.

## Siti Web consultati

- [w-1] <http://www.mercatoenergia.com/fontirinnov.html>.
- [w-2] <http://www.enerpoint.it/>.
- [w-3] <http://nitens.it>.
- [w-4] <http://www.iea-shc.org/task35/>.
- [w-5] <http://www.pvtwins.nl>.
- [w-6] <http://www.millenniumsolar.com/>.
- [w-7] <http://www.fototherm.com>.
- [w-8] <http://www.syten-cn.com>.
- [w-9] <http://solarwall.com>.
- [w-10] <http://www.grammer-solar.com>.
- [w-11] [http://solar.anu.edu.au/projects/chaps\\_proj.php](http://solar.anu.edu.au/projects/chaps_proj.php).