

CIRIAF

Centro Interuniversitario
di Ricerca sull'Inquinamento
da Agenti Fisici - "Mauro Fell"

Università
degli Studi di Perugia
Facoltà di Ingegneria



10° Congresso Nazionale Ciriaf

Sviluppo Sostenibile, Tutela dell'Ambiente e della Salute Umana

Atti



Perugia 9/10 aprile 2010

SCAMBIO TERMICO IN CONVEZIONE NATURALE/FORZATA PER CELLE FOTOVOLTAICHE A MEDIA CONCENTRAZIONE

Federico Rossi¹, Andrea Nicolini¹, Beatrice Castellani², Margherita Giuliobello³

¹CIRIAF, Via G. Duranti 67, Perugia

²Centro di Ricerca sulle Biomasse, Via G. Duranti, Perugia

³Consorzio IPASS Scarl, Via G. Guerra 23, Perugia

SOMMARIO

I sistemi fotovoltaici a media concentrazione costituiscono potenzialmente una valida alternativa ai sistemi tradizionali piani ed ai sistemi ad alta concentrazione, in quanto permettono l'impiego di tecnologie mature, derivabili direttamente dai pannelli piani.

I costi dei sistemi di inseguimento e di concentrazione sono inoltre estremamente contenuti.

Un parametro estremamente importante per l'efficacia di tali sistemi e quindi per la loro resa economica è la temperatura di esercizio delle celle, il cui aumento causa la diminuzione del rendimento di conversione delle celle stesse.

Nel presente lavoro si propone uno studio teorico-sperimentale volto all'individuazione dei campi termici su stringhe di pannelli fotovoltaici a media concentrazione che mette in evidenza l'effetto di diverse soluzioni impiantistiche sulla temperatura di esercizio e quindi sul rendimento.

INTRODUZIONE

L'affermazione della tecnologia fotovoltaica è strettamente correlata alla riduzione del costo dell'energia prodotta. Per ridurre il costo del kWh prodotto occorre, da un lato, diminuire il costo per unità di potenza installata e, dall'altro, aumentare l'efficienza di conversione. La tecnologia fotovoltaica a concentrazione potrebbe permettere il raggiungimento di tali obiettivi. Differenti studi [1],[2] indicano che il costo dell'energia prodotta da fotovoltaico a concentrazione è fortemente ridotto rispetto ai pannelli piani, soprattutto in quei paesi che hanno un elevato irraggiamento solare per gran parte dell'anno. La riduzione dei costi deriva dalla riduzione della superficie fotovoltaica captante ad alta efficienza e quindi costosa, tramite l'utilizzo di sistemi ottici di concentrazione della radiazione solare [3].

Nell'ambito di questa tematica di ricerca, è stato realizzato un sistema sperimentale innovativo a media concentrazione per la produzione di energia ad alta efficienza da fonte solare.

Nell'apparato sperimentale realizzato, la radiazione solare incidente viene concentrata su una superficie fotovoltaica mediante una serie di specchi piani o a minima curvatura, i quali, opportunamente orientati rispetto al pannello ricevitore, simulano la superficie di un concentratore parabolico (vedi figura 1). Tale soluzione consente una doppia semplificazione sia nella fase di costruzione, sia in quella di funzionamento dell'impianto (in quanto gli specchi presentano un unico asse di rotazione con conseguente semplificazione della movimentazione del sistema).

Un sistema di movimentazione a controllo elettronico ruota gli specchi intorno all'asse di rotazione per fare in modo che i raggi solari vengano sempre concentrati sui pannelli ricettori durante lo spostamento giornaliero del sole.

Il pannello ricevitore è costituito da celle fotovoltaiche

tradizionali in silicio policristallino, che costituiscono una tecnologia matura. Le celle in silicio policristallino tollerano livelli di concentrazione dell'ordine di 5-10X, consentendo una notevole riduzione della superficie captante necessaria, mantenendo però i vantaggi di una tecnologia ormai consolidata [4].

Per consentire l'asportazione del calore dovuto al maggior flusso luminoso le celle fotovoltaiche sono collegate ad un profilato alettato.

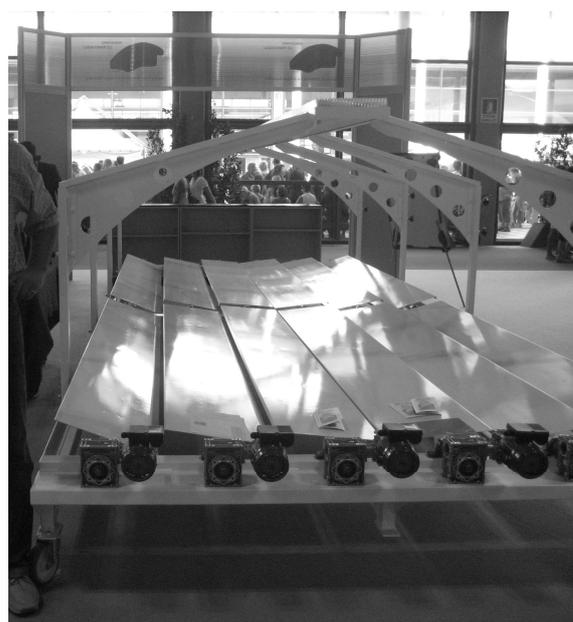


Figura 1: Sistema innovativo sperimentale per fotovoltaico a media concentrazione.

Questa tecnologia presenta vantaggi rispetto ai sistemi fotovoltaici tradizionali piani ed ai sistemi ad alta concentrazione.

Rispetto ai pannelli piani la media concentrazione permette, a parità di energia prodotta, un minor numero di celle fotovoltaiche captanti. Inoltre l'efficienza delle celle fotovoltaiche aumenta all'aumentare dell'irraggiamento a patto che vengano raffreddate [3],[4].

Tramite modellazione al computer si è determinata la configurazione geometrica ottimale al fine di massimizzare la captazione della radiazione incidente (vedi figura 2).

La simulazione tramite computer ha consentito di determinare che:

- l'orientamento ottimale è quello con assi di rotazione in direzione nord-sud,
- lunghezza ottimale degli specchi è pari ad 1,1 volte la lunghezza del pannello in direzione sud. Questo consente di sofferire alle perdite dovute ad un'inclinazione nulla degli specchi rispetto al suolo, guadagnando in semplicità costruttiva;
- larghezza ottimale di ogni singolo specchio è 2 volte la larghezza del pannello;
- il numero di specchi ottimale è 6;
- il valore ottimale dell'altezza del pannello ricevitore sopra gli specchi risulta essere 0,5 volte la larghezza totale degli specchi.

Il pannello ricevitore misura 0.18 m in larghezza e 5.4 m in lunghezza, mentre la serie di specchi 2.4 m in larghezza e 6.2 m in lunghezza.

Il pannello ricevitore è costituito da 216 celle in silicio policristallino da 60x60 mm.

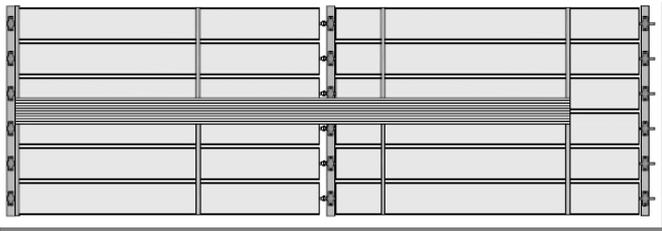


Figura 2: Sistema innovativo sperimentale per fotovoltaico a media concentrazione.

Rispetto ai sistemi fotovoltaici ad alta concentrazione, la media concentrazione permette inoltre l'utilizzo di celle fotovoltaiche tradizionali invece che celle fotovoltaiche multi giunzione particolarmente complesse (tre strati sovrapposti con arseniuro di gallio, silicio e germanio) e quindi molto costose. L'utilizzo di celle fotovoltaiche tradizionali deve prevedere, tuttavia, il superamento della problematica relativa all'asportazione del calore dovuto al maggior flusso luminoso incidente. E' noto, infatti, che l'efficienza della cella diminuisce all'aumentare della sua temperatura.

Nel presente lavoro viene presentato uno studio teorico-sperimentale volto all'individuazione dei campi termici su stringhe di pannelli fotovoltaici a media concentrazione al fine di valutare l'effetto di diverse soluzioni impiantistiche sulla temperatura di esercizio e quindi sul rendimento.

In particolare sono presi in considerazione il caso di convezione forzata con acqua come fluido termovettore e convezione naturale con profilo alettato.

Tramite considerazioni di carattere impiantistico ed economico, si perviene alla scelta del sistema di raffreddamento ottimale per il prototipo sopra descritto.

SCAMBIO TERMICO IN CONVEZIONE FORZATA PER CELLE FOTOVOLTAICHE IN MEDIA CONCENTRAZIONE

Di seguito si analizza lo scambio termico nell'ipotesi di convezione forzata, con acqua come fluido termovettore.

La configurazione geometrica di riferimento è riportata in figura 3. Le celle fotovoltaiche vengono laminate tra due fogli di EVA (etilvinilacetato) e un foglio di isolante elettrico direttamente a contatto con la lamina di alluminio. Questa a sua volta è direttamente in contatto con il fluido termovettore.

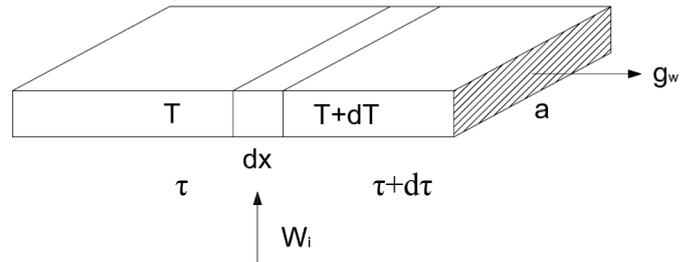


Figura 3: Schema scambio termico.

Lo scambio termico tra celle fotovoltaiche ed acqua è descritto da Eq. (1) e Eq. (2) [5]:

$$W_i \cdot \varepsilon \cdot a \cdot dx = \sigma_0 \cdot \varepsilon \cdot (\tau_x^4 - \tau_{mr}^4) \cdot a \cdot dx + H \cdot (\tau_x - T_x) \cdot a \cdot dx + h \cdot (\tau_x - \tau_{est}) \cdot a \cdot dx \quad (1)$$

$$g_w \cdot \gamma_w \cdot dT = H \cdot a \cdot dx \cdot (\tau_x - T_x) \quad (2)$$

Le due equazioni differenziali (1) e (2) vengono discretizzate come in figura 4 nelle Eq. (3) e Eq. (4):

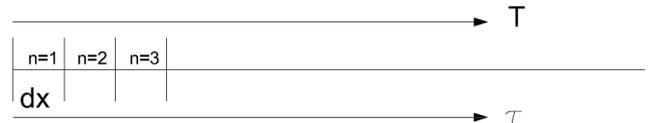


Figura 4: Schema scambio termico discretizzato.

$$W_i \cdot \varepsilon = \sigma_0 \cdot \varepsilon \cdot (\tau_n^4 - \tau_{mr}^4) + H \cdot (\tau_n - T_n) + h \cdot (\tau_n - \tau_{est}) \quad (3)$$

$$g_w \cdot \gamma_w \cdot (T_n - T_{n-1}) = H \cdot a \cdot \Delta x \cdot (\tau_n - T_n) \quad (4)$$

La equazione (3) può essere linearizzata ottenendo Eq. (5):

$$W_i \cdot \varepsilon = 4 \cdot \sigma_0 \cdot \varepsilon \cdot \tau_{mr}^3 (\tau_n - \tau_{mr}) + H \cdot (\tau_n - T_n) + h \cdot (\tau_n - \tau_{est}) \quad (5)$$

La trasmittanza H è definita in Eq. (6) come segue:

$$H = \frac{1}{R_c + \frac{s_{EVA}}{\lambda_{EVA}} + \frac{s_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{s_a}{\lambda_a} + \frac{1}{h_{int}}} \quad (6)$$

Nell'Equazione (6) la resistenza di contatto è da considerare pari alla somma delle resistenze di contatto tra i singoli strati.

La valutazione della temperatura delle celle e dell'acqua lungo il collettore viene effettuata impiegando le eq. 4 e 5 in iterazione come riportato schematicamente nella figura 5.

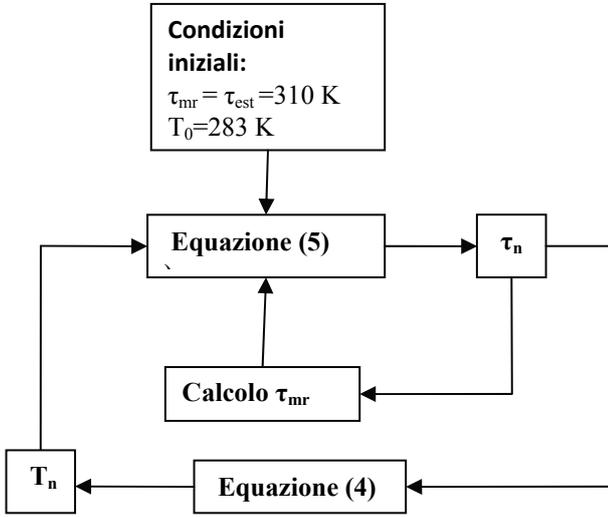


Figura 5: Schema logico del calcolo per la determinazione delle temperature.

L'equazione 2 può essere riscritta nella eq. 7 come:

$$-g_w \cdot \gamma_w \cdot dT_w = H \cdot b \cdot dx \cdot (T_w - T_c) \quad (7)$$

da cui differenziando si ottiene la Eq. 8:

$$\frac{d(T_w - T_c)}{(T_w - T_c)} = -\frac{H \cdot a}{\gamma_w \cdot g_w} \cdot dx \quad (8)$$

Integrando infine la Eq. 8 si ottiene la Eq. 9:

$$(T_w - T_c)_x = (T_w - T_c)_0 \cdot e^{-\frac{H \cdot a}{\gamma_w \cdot g_w} \cdot x} \quad (9)$$

Da cui si ricava l'andamento della temperatura dell'acqua all'interno del collettore, come mostrato in figura 6.

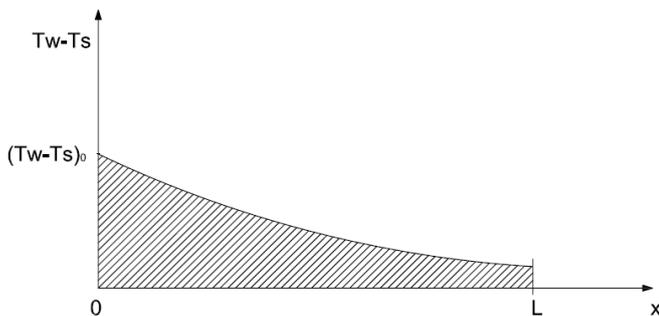


Figura 6: Andamento della temperatura dell'acqua all'interno del collettore.

Per massimizzare l'asportazione del calore dalle celle fotovoltaiche, l'acqua può essere introdotta da entrambe le estremità del collettore e raccolta centralmente, dopo aver effettuato la sottrazione di calore, come mostrato in figura 7.

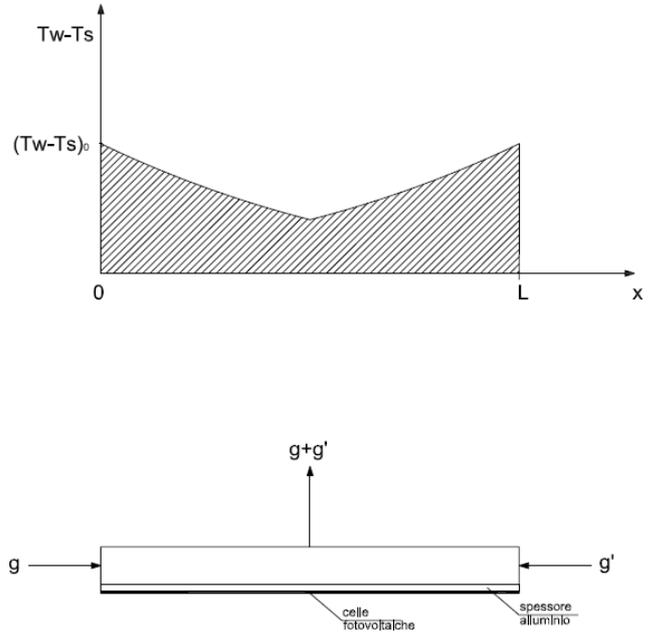


Figura 7: Andamento della temperatura dell'acqua all'interno del collettore nel caso di introduzione di acqua da entrambe le estremità.

Applicazione del modello al prototipo sperimentale

Il modello sopra descritto è stato applicato per calcolare la temperatura raggiunta dalle celle in fase di progettazione al prototipo sperimentale.

Nel calcolo sono stati considerati i seguenti parametri termici e geometrici riportati in tabella 1:

Tabella 1: Parametri termici e geometrici

W_i	6000 [W/m ²]
ε	0.8
σ_0	$5.67 \cdot 10^{-8}$ [W/m ² K ⁴]
h_{int}	400 [W/m ² K]
λ_{EVA}	0.041 [W/mK]
s_{EVA}	0.0001 [m]
s_{is}	0.0001 [m]
λ_{vis}	0.035 [W/mK]
s_a	0.005 [m]
λ_a	240 [W/mK]
R_p	0.005 [m ² K/W]
τ_{est}	310 [K]
τ_{mr}	310 [K]
g_w	0.1 [kg/s]
γ_w	4180 [J/kg]
a	0.18 [m]
L	6 [m]
Δx	0.1 [m]

Inserendo i valori riportati in tabella 1 nelle eq. 4, 5 e 6, il processo di calcolo descritto in figura 5 permette di calcolare l'andamento della temperatura dell'acqua T_n e delle celle τ_n

lungo il collettore. I risultati sono riportati nel grafico di figura 8.

Come mostrato nel grafico, entrambe le temperature aumentano lungo il collettore a causa del progressivo riscaldamento dell'acqua.

Ipotizzando di utilizzare acqua ad una temperatura di ingresso di 10 °C, la temperatura delle celle nella parte finale del collettore raggiunge 70 °C e la temperatura dell'acqua in uscita raggiunge 26 °C circa.

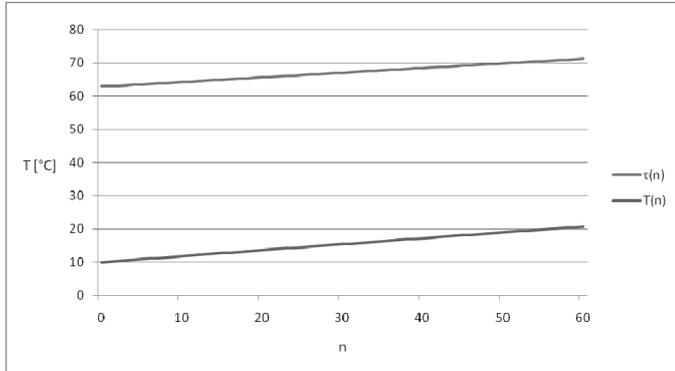


Figura 8: Valori di temperatura dell'acqua e delle celle per il prototipo sperimentale.

La situazione può essere migliorata introducendo doppia portata di acqua fresca da entrambi i lati, come descritto precedentemente in figura 7. La figura 9 mostra l'andamento della temperatura nel caso suddetto.

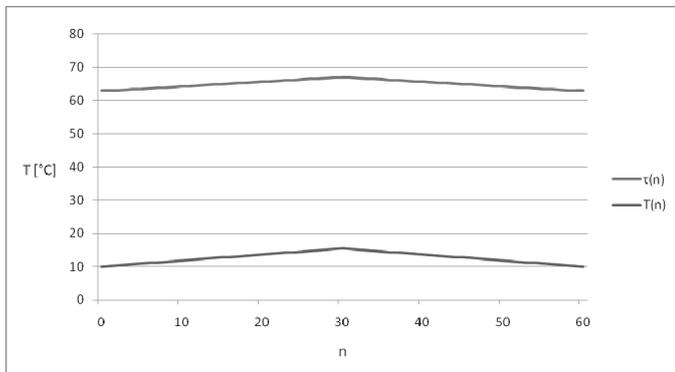


Figura 9: Valori di temperatura dell'acqua e delle celle nel caso di introduzione di doppia portata.

SCAMBIO TERMICO IN CONVEZIONE NATURALE PER CELLE FOTOVOLTAICHE IN MEDIA CONCENTRAZIONE

La configurazione in convezione naturale prevede il raffreddamento delle celle fotovoltaiche tramite profilo alettato in convezione naturale con l'aria.

Di seguito viene determinata la configurazione geometrica ottimale della superficie alettata preposta al raffreddamento della cella. In figura 10 è riportato lo schema della superficie alettata, cui si fa riferimento nei calcoli.

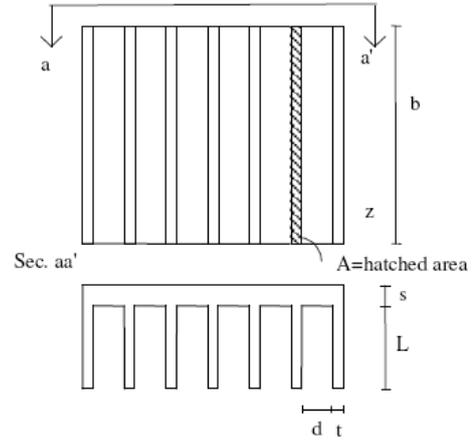


Figura 10: Schema aletta.

Il flusso convettivo trasmesso tramite aletta è definito dalla Eq. (1) [2]:

$$q_c = \frac{2 \cdot (z + d) \cdot L \cdot \lambda_a \cdot (T_p - T_\infty)}{b \cdot \sqrt{R^2 \left(\frac{d}{b}\right)^4 + \left(\frac{d}{b}\right)^2 \frac{2.873}{\sqrt{R}} + \left(\frac{d}{b}\right) \frac{2\lambda_a L^2}{3\lambda_w t}}} \quad (10)$$

dove

$$R = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot b^3}{\nu^2} \cdot \text{Pr} \quad (11)$$

Per definire la configurazione ottimale dell'aletta, vanno determinati i valori di d e l che massimizzano la funzione $q_c(d,l)$ espressa in Eq. (10).

Determinati d e l ottimali, si ricava la trasmittanza totale con Eq. (12):

$$H = \frac{1}{\frac{z \cdot b \cdot \Delta T}{q(d_{ott}, l_{ott})} + \frac{s_a}{\lambda_a}} \quad (12)$$

L'equazione di scambio termico (13) consente infine di calcolare la temperatura delle celle fotovoltaiche in convezione naturale e presenza di superficie alettata:

$$W_i \cdot S_c \cdot \varepsilon - \sigma_0 \cdot \varepsilon \cdot (T_c^4 - \tau_{mr}^4) - H \cdot S_a \cdot (T_c - \tau_{est}) = 0 \quad (13)$$

Applicazione del modello al prototipo sperimentale

Il modello sopra descritto è stato applicato per calcolare la temperatura raggiunta dalle celle in fase di progettazione al prototipo sperimentale.

Nel calcolo sono stati considerati i seguenti dati termici e geometrici riportati in tabella 2.

Inserendo i parametri riportati in tabella 1 in Eq. 10 e calcolando il massimo della funzione $q_c(d,l)$ [2], sono stati determinati i valori ottimali di d e l , e quindi la configurazione ottimale dell'aletta. I risultati sono riportati in tabella 3.

Tabella 2: Dati termici e geometrici

a	0.18 [m]
L	5.4 [m]
β	0.00367 [1/K]
t	0.002 [m]
z	0.25 [m]
v	$1.5 \cdot 10^{-5}$ [m ² /s]
Pr	0.7
ΔT	50 [K]
W_i	6000 [W/m ²]
ε	0.8
σ_0	$5.67 \cdot 10^{-8}$ [W/m ² K ⁴]
s_a	0.008 [m]
λ_a	240 [W/mK]
λ_{aria}	0.026 [W/mK]
τ_{est}	298 [K]
τ_{mr}	310 [K]
b	5.4 [m]

Tab. 3: Configurazione ottimale aletta.

d_{ott}	0.013 [m]
l_{ott}	0.125 [m]

Tramite Eq. 12 e 13 si calcola la temperatura raggiunta dalle celle, che per i dati geometrici e termici considerati vale:

$$T_c = 335 K = 62^\circ C \quad (14)$$

CONCLUSIONI

Dal confronto tra le temperature raggiunte dalle celle fotovoltaiche nei due casi descritti, emerge che il sistema di raffreddamento ottimale per il prototipo sperimentale è quello in convezione naturale.

Considerando infatti che i valori di temperatura raggiunti nei due casi sono praticamente coincidenti, la complicazione costruttiva ed impiantistica che deriva dall'utilizzo di un sistema di scambio termico in convezione forzata non ne giustifica l'impiego.

NOMENCLATURA

Simbolo	Unità	Descrizione
a	m	Larghezza superficie fotovoltaica
b	m	Lunghezza aletta
β	1/K	Coefficiente di dilatazione termica
γ_w	J/kgK	Calore specifico acqua
d	m	Spessore cavità aletta
d_{ott}	m	Spessore ottimale cavità aletta
ΔT	K	Differenza di temperatura tra aria ambiente e aletta
ε		emissività
g	m/s ²	Accelerazione gravità
g_w	Kg/s	Portata acqua
h_{int}	W/m ² K	Coefficiente di convezione

H	W/m ² K	Trasmittanza termica
L	m	Lunghezza superficie fotovoltaica
l	m	Altezza aletta
l_{ott}	m	Altezza aletta ottimale
λ_a	W/mK	Conducibilità termica alluminio
λ_{EVA}	W/mK	Conducibilità termica EVA
λ_{aria}	W/mK	Conducibilità termica aria
λ_{is}	W/mK	Conducibilità termica isolante elettrico
v	m ² /s	Viscosità cinematica
Pr		Numero di Prandtl
q_c	W	Flusso di calore convettivo
R		Numero di Rayleigh riferito a b
R_c	m ² K/W	Resistenza di contatto
s_a	m	Spessore lamina alluminio
s_{EVA}	m	Spessore strato EVA
s_{is}	m	Spessore strato isolante
S_c	m ²	Superficie celle fotovoltaiche
S_a	m ²	Superficie inferiore aletta a contatto con celle fotovoltaiche
σ_0	W/m ² K ⁴	Costante di Stefan-Boltzmann
t	m	Spessore singola aletta
T_x	K	Temperatura acqua interno collettore
T_w	K	Temperatura acqua
T_c	K	Temperatura celle fotovoltaiche
τ_x	K	Temperatura celle fotovoltaiche
τ_{mr}	K	Temperatura media radiante
τ_{est}	K	Temperatura aria ambiente
W_i	W/m ²	Potenza incidente su celle fotovoltaiche
z	m	Larghezza aletta

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

1. R. M. Swanson, The promise of concentrators, *Progr. Photovolt.* 8, 2000, pp.93-111
2. G.R. Whitfield, R.W. Bentley, H.D. Mohring et al., Development and testing of optical concentrators for small PV systems, *Proceedings of the 2nd World Conference on Photovoltaic Energy Conversion*, 1998, pp. 2181-2183
3. A. Mohr, T. Roth, M. Epmeier, S. W. Glunz, Silicon concentrator cells in an one-axis tracking concentrator system with a concentration ratio of 300x, *Photovoltaic Specialists Conference Record of the Thirty-first IEEE*, 3-7 Jan. 2005, pp. 639 – 642.
4. B. Zinsser, G. Makrides, M. Schubert, G. E. Georgiou and J. Werner, Temperature and Intensity dependence of Twelve Photovoltaic Technologies, *23rd EUPVSEC-33 Conference*, 1-5 September 2008, Valencia.
5. G.Guglielmini, C. Pisoni, Elementi di trasmissione del calore, *Ed. Veschi*, 1990.
6. F. Rossi, M. Filippini, A. Nicolini, Optimization of spacing for rectangular not-unitary efficiency fin systems, *International Conference on Heat Transfer, Thermal Engineering and Environment*, August 20-22, 2005, Corfù, Greece.