

**ENEA**

Ente per le Nuove tecnologie,  
l'Energia e l'Ambiente



*Ministero dello Sviluppo Economico*

## **RICERCA SISTEMA ELETTRICO**

---

# **Modelli Simulink per la simulazione dei moderni impianti di solar cooling: collettori e chiller**

**L. Pistocchini, L. Colasuonno, M. Aprile**





Ente per le Nuove tecnologie,  
l'Energia e l'Ambiente



*Ministero dello Sviluppo Economico*

RICERCA SISTEMA ELETTRICO

## Modelli Simulink per la simulazione dei moderni impianti di solar cooling: collettori e chiller

*L. Pistocchini, L. Colasuonno, M. Aprile*

POLITECNICO DI MILANO



Dipartimento di Energia

MODELLI SIMULINK PER LA SIMULAZIONE DEI MODERNI IMPIANTI DI SOLAR COOLING:  
COLLETTORI E CHILLER

L. Pistocchini, L. Colasuonno, M. Aprile (Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano)

Aprile 2009

Report Ricerca Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Area: Usi finali

Tema: Studio e dimostrazione di forme di finanza innovativa e di strumenti di programmazione e pianificazione per la promozione di tecnologie efficienti per la razionalizzazione dei consumi elettrici a scala territoriale e urbana

Responsabile Tema: Ilaria Bertini, ENEA

**POLITECNICO DI MILANO**



## **Modelli Simulink per la simulazione dei moderni impianti di solar cooling**

*Relazione tecnica sull'implementazione di modelli Simulink di collettori piani, collettori ETC e CPC.*

**Autori**

Ing. Pistocchini Lorenzo, Dipartimento di Energia - Politecnico di Milano

Ing. Colasuonno Luca, Dipartimento di Energia - Politecnico di Milano

Ing. Aprile Marcello, Dipartimento di Energia - Politecnico di Milano

**Data**

31/3/2009

## Indice degli argomenti

Collettore piano .....	2
Descrizione .....	2
Equazioni del modello .....	2
Validazione .....	4
Input, output e parametri.....	4
Collettore ETC - CPC .....	5
Equazioni del modello .....	5
Validazione .....	6
Input, output e parametri.....	7
Riferimenti bibliografici.....	8

## Collettore piano

### Descrizione

Il modello di collettore piano calcola le prestazioni di un campo solare costituito da stringhe di collettori in parallelo. Ciascuna stringa può essere a sua volta costituita da un certo numero di collettori in serie. Le prestazioni del campo solare sono determinate dal numero di moduli in serie e dalle caratteristiche del modulo base. L'utente deve inserire i coefficienti di prestazione del collettore base, come definito dalle norme internazionali sui test dei collettori (a riguardo si veda il sito SPF [1]). Secondo tali norme, il rendimento di un collettore può essere espresso attraverso una relazione quadratica funzione della differenza di temperatura tra fluido termovettore e aria ambiente. La temperatura del fluido in questione è la temperatura media tra ingresso e uscita dal collettore. Inoltre, è necessario inserire il fattore d'angolo, cioè il parametro che rappresenta gli effetti sul rendimento ottico del collettore derivanti da angoli di incidenza della radiazione solare diversi da zero.

### Equazioni del modello

Il modello si basa sull'equazione di Hottel-Whillier [2], che definisce il rendimento di un collettore come composto dalla parte ottica e da quella dispersiva:

$$\eta = \frac{Q_u}{AI_T} = \frac{\dot{m}C_{pf}(T_o - T_i)}{AI_T} = F_R(\tau\alpha)_n - F_RU_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T}$$

Il coefficiente di dispersione  $U_L$  non è costante ma varia con la temperatura. Assumendo che, alle basse temperature, una variazione lineare con la temperatura rappresenti un'approssimazione accettabile:

$$U_L = U_0 + U_1(T_i - T_a)$$

Si ottiene dunque una espressione del tipo:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - a_2 \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T}$$

che mette in evidenza la dipendenza dai tre parametri principali che caratterizzano la curva di rendimento del collettore secondo le normative internazionali (ASHRAE, CEN):  $a_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$ . Poiché la normativa europea impone la valutazione della curva di efficienza in funzione della differenza tra la temperatura media del collettore e quella ambiente, è necessario introdurre una correzione delle equazioni precedenti come segue:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_0^{US} = a_0^{EU} \left( \frac{1}{1 + a_1^{EU} / (2\dot{m}_{test} C_{pf})} \right) \\ a_1^{US} = a_1^{EU} \left( \frac{1}{1 + a_1^{EU} / (2\dot{m}_{test} C_{pf})} \right) \end{array} \right.$$

La valutazione dell'efficienza del collettore per condizioni di portata differente da quella di test (a cui sono riferiti i parametri  $a_{0r}$ ,  $a_1$  e  $a_2$ ) è introdotto il coefficiente  $r_1$ , che interessa sia la parte ottica che dispersiva del modello.

$$r_1 = \frac{F_R U_L}{F_R U_L|_{test}} = \frac{F_R (\tau\alpha)_n}{F_R (\tau\alpha)_n|_{test}} = \frac{\frac{\dot{m}C_{pf}}{AF'U_L} \left( 1 - e^{-\frac{AF'U_L}{\dot{m}C_{pf}}} \right)}{\frac{\dot{m}C_{pf}}{AF'U_L} \left( 1 - e^{-\frac{AF'U_L}{\dot{m}C_{pf}}} \right) \Big|_{test}}$$

dove  $F'U_L$  è definito dalla seguente equazione:

$$F'U_L = -\frac{\dot{m}C_{pf}}{A} \ln \left( 1 - \frac{F_R U'_L A}{\dot{m}C_{pf}} \right)$$

Il suddetto parametro, determinato alle condizioni di test, si può considerare pressoché costante alle condizioni di funzionamento.

La connessione in serie di più collettori introduce un ulteriore effetto correttivo, che è rappresentato nel coefficiente  $r_2$  così definito:

$$r_2 = \frac{1 - \left( 1 - \frac{F_R U'_L A}{\dot{m}C_{pf}} \right)^{N_s}}{N_s \frac{F_R U'_L A}{\dot{m}C_{pf}}}$$

Il fattore d'angolo, ossia la correzione dovuta alla direzione non normale della radiazione incidente è così espresso:

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_{bT} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g I \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T}$$

Per collettori piani, sfruttando le simmetrie ottiche, il fattore d'angolo relativo alla componente diretta può essere approssimato dalla seguente equazione empirica [3]:

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - b_1 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)^2$$

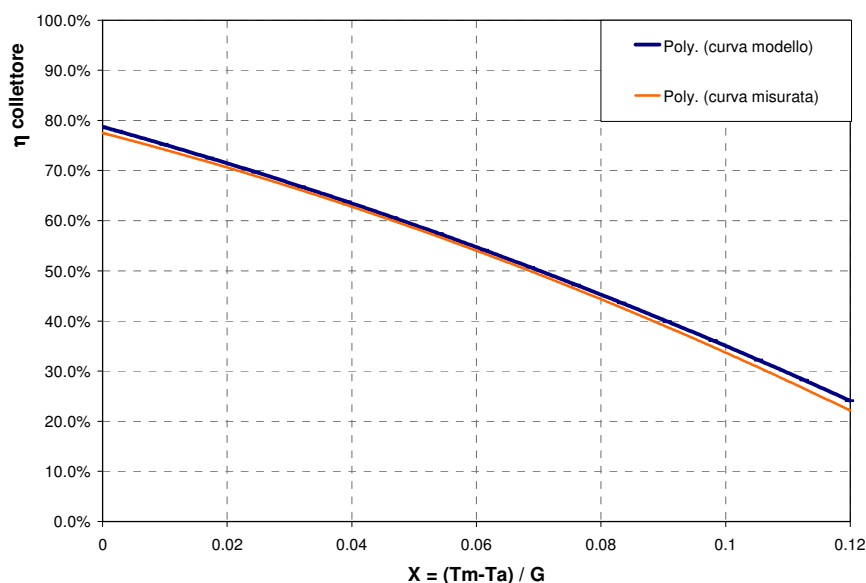
I fattori d'angolo relativi alla componente diffusa (d) e riflessa dal terreno (g) si possono stimare ricorrendo alla relazione precedente utilizzando però i seguenti angoli di incidenza effettivi:

$$\theta_d = 59.68 - 0.1288\beta + 0.001497\beta^2$$

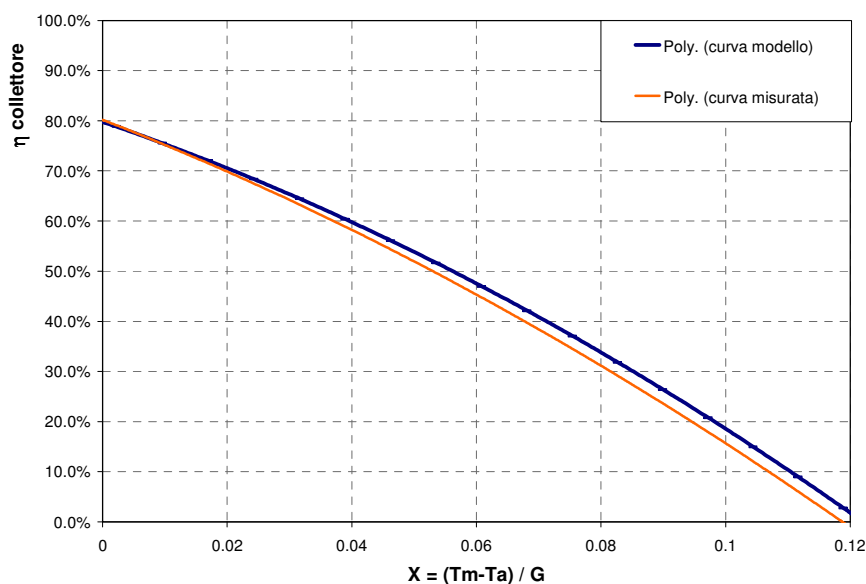
$$\theta_g = 90.00 - 0.5788\beta + 0.002693\beta^2$$

## Validazione

Si riporta il grafico del rendimento di alcuni collettori piani e il confronto tra risultati del modello e la caratteristica fornita dal costruttore.



**Figura 1 - Curva di rendimento di un collettore piano - Test #1**



**Figura 2 - Curva di rendimento di un collettore piano - Test #2**

## Input, output e parametri

Nome	Descrizione	Unità	Tipo
Tin	Temperatura di ingresso al collettore	°C	input
Ta	Temperatura ambiente	°C	input
Nser	Numero di collettori in serie	-	input
IT	Radiazione totale sulla superficie orientata	W/m <sup>2</sup>	input
I	Radiazione totale sull'orizzontale	W/m <sup>2</sup>	input
Id	Radiazione diffusa sull'orizzontale	W/m <sup>2</sup>	input



theta	Angolo di incidenza della radiazione diretta sulla superficie del collettore	°	input
slope	Inclinazione del collettore sull'orizzontale	°	input
Grefl	Indice di riflessione del terreno	-	input

<b>Nome</b>	<b>Descrizione</b>	<b>Unità</b>	<b>Tipo</b>
Tout	Temperature di uscita dalla serie di collettori	°C	output
Qout	Calore raccolto dal campo solare	J	output

<b>Nome</b>	<b>Descrizione</b>	<b>Unità</b>	<b>Tipo</b>
A <sup>(1)</sup>	Superficie [di apertura] del singolo collettore	m <sup>2</sup>	parametro
Ncoll	Numero totale di collettori	-	parametro
m_primario	Portata del circuito solare	l/h	parametro
m_test	Portata in condizioni di test	l/h	parametro
a0	Efficienza ottica	-	parametro
a1	Coefficiente di efficienza del primo ordine	W/(m <sup>2</sup> K)	parametro
a2	Coefficiente di efficienza del secondo ordine	W/(m <sup>2</sup> K)	parametro
glicole	Percentuale di glicole del fluido termovettore	-	parametro
theta_IAM	Angolo di cui è fornito il valore di IAM	°	parametro
Ktheta	IAM calcolato per l'angolo considerato	-	parametro

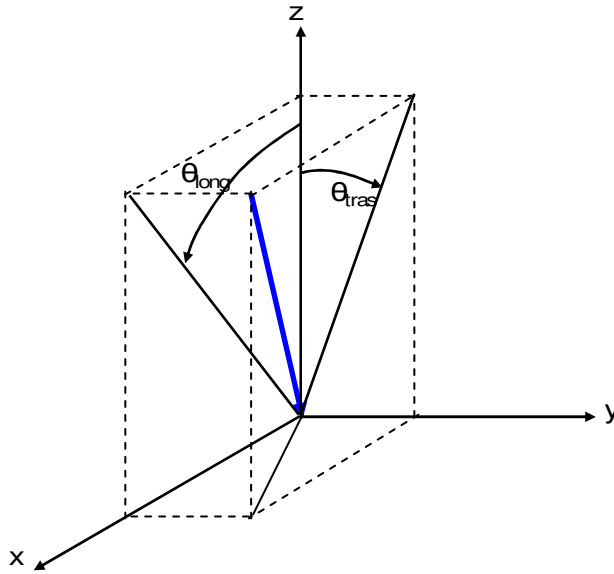
## ***Collettore ETC - CPC***

### **Equazioni del modello**

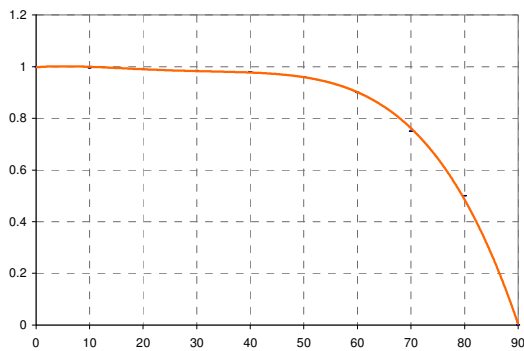
Il modello si differenzia da precedente per il solo trattamento del fattore d'angolo (o IAM, Incidente Angle Modifier). In questo caso, è necessario fornire il fattore d'angolo nel piano longitudinale e trasversale, attraverso cui calcolare, per fattorizzazione, il fattore d'angolo per un generico angolo di incidenza.

---

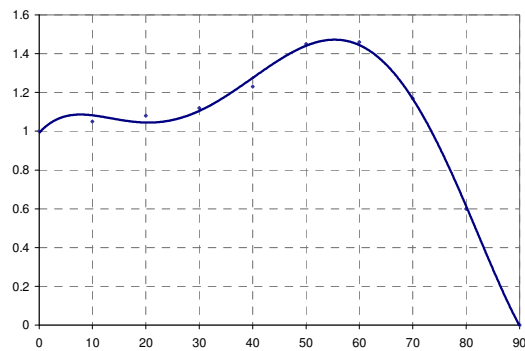
<sup>1</sup> È consigliato l'utilizzo della superficie di apertura come riferimento della superficie del collettore, ma la scelta della superficie di assorbitore o di quella lorda è assolutamente indifferente. È invece fondamentale che i parametri di efficienza  $a_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$  siano coerenti con la superficie scelta.



**Figura 3 - Angolo di incidenza longitudinale e trasversale. xy è il piano di apertura del collettore, z la normale a tale piano. x è l'asse longitudinale (asse del tubo assorbitore).**



**Figura 4 –Fattore d'angolo nel piano longitudinale.**

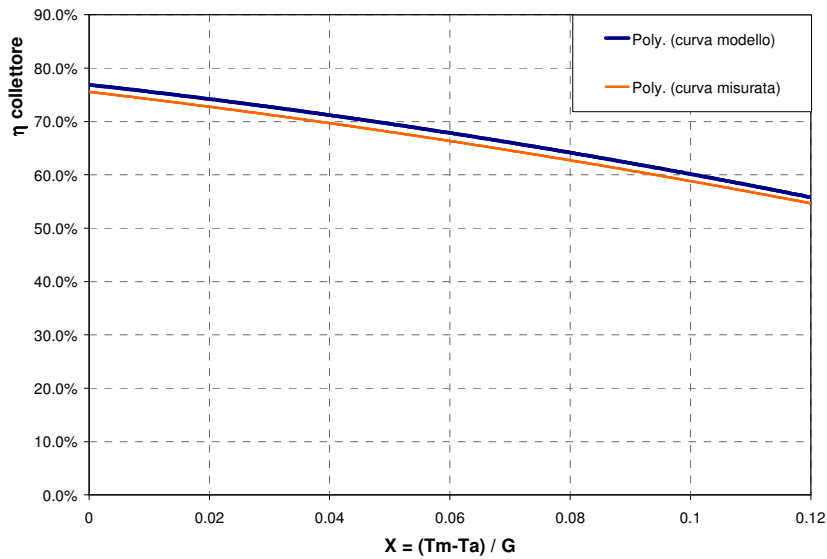


**Figura 5 - Fattore d'angolo nel piano trasversale.**

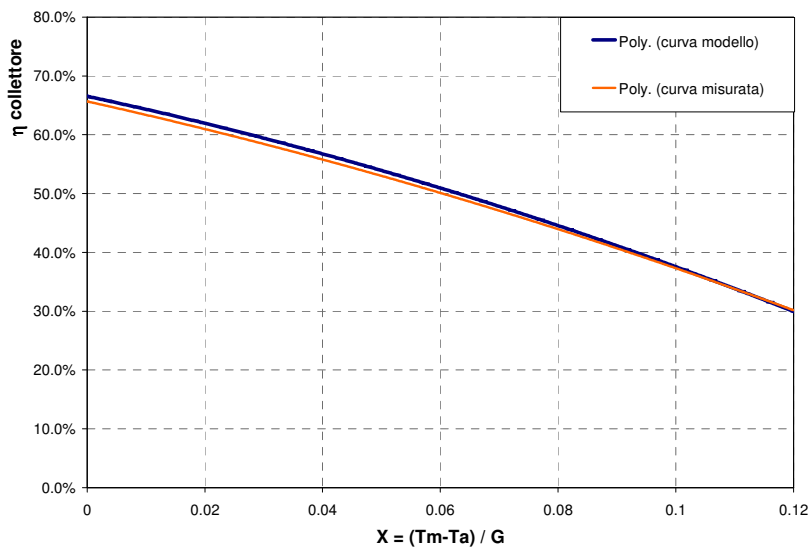
I fattori d'angolo nel piano longitudinale e trasversale devono essere definiti attraverso l'inserimento di almeno 3 valori, corrispondenti a valori dell'angolo di riferimento compresi tra 0 e 90°.

### Validazione

Si riporta il grafico del rendimento di alcuni collettori CPC e il confronto tra risultati del modello e la caratteristica fornita dal costruttore.



**Figura 6 - Curva di rendimento di un collettore CPC - Test #1**



**Figura 7 - Curva di rendimento di un collettore CPC - Test #2**

### Input, output e parametri

Nome	Descrizione	Unità	Tipo
Tin	Temperatura di ingresso al collettore	°C	input
Ta	Temperatura ambiente	°C	input
Nser	Numero di collettori in serie	-	input
IT	Radiazione totale sulla superficie orientata	W/m <sup>2</sup>	input
theta	Angolo di incidenza della radiazione diretta sulla superficie del collettore	°	input
Nome	Descrizione	Unità	Tipo
Tout	Temperature di uscita dalla serie di collettori	°C	output
Qout	Calore raccolto dal campo solare	J	output

<b>Nome</b>	<b>Descrizione</b>	<b>Unità</b>	<b>Tipo</b>
A ( <sup>2</sup> )	Superficie [di apertura] del singolo collettore	m <sup>2</sup>	parametro
Ncoll	Numero totale di collettori	-	parametro
m_primario	Portata del circuito solare	l/h	parametro
m_test	Portata in condizioni di test	l/h	parametro
a0	Efficienza ottica	-	parametro
a1	Coefficiente di efficienza del primo ordine	W/(m <sup>2</sup> K)	parametro
a2	Coefficiente di efficienza del secondo ordine	W/(m <sup>2</sup> K)	parametro
glicole	Percentuale di glicole del fluido termovettore	-	parametro
alfa_tr	Angoli di cui è fornito il valore dello IAM trasversale	°	parametro
IAM_alfa_tr	Valore dello IAM trasversale corrispondente all'angolo alfa	-	parametro
alfa_lo	Angoli di cui è fornito il valore dello IAM longitudinale	°	parametro
IAM_alfa_lo	valore dello IAM longitudinale corrispondente all'angolo alfa	-	parametro

### ***Riferimenti bibliografici***

[1] "Istituto per la tecnologia solare SPF",

<http://www.solarenergy.ch/spf.php?id=spf&lang=it>

[2] Duffie J.A. and Beckman W.A., 2006. Solar Engineering of Thermal Processes – Third Edition, Wiley-Interscience, New York

[3] ASHRAE, 2003 - Standard 93-2003: Methods of testing to determine the performance of solar collectors, ASHRAE, Atlanta

---

<sup>2</sup> È consigliato l'utilizzo della superficie di apertura come riferimento della superficie del collettore, ma la scelta della superficie di assorbitore o di quella lorda è assolutamente indifferente. È invece fondamentale che i parametri di efficienza a<sub>0</sub>, a<sub>1</sub> e a<sub>2</sub> siano coerenti con la superficie scelta.

**POLITECNICO DI MILANO**



## **Modelli Simulink per la simulazione dei moderni impianti di solar cooling**

*Relazione tecnica sull'implementazione di modelli Simulink di refrigeratori d'acqua ad adsorbimento acqua - gel di silice.*

**Autori**

Ing. Pistocchini Lorenzo, Dipartimento di Energia - Politecnico di Milano

Ing. Colasuonno Luca, Dipartimento di Energia - Politecnico di Milano

**Data**

31/3/2009

## Indice degli argomenti

Principio di funzionamento.....	11
Modello matematico.....	12
Implementazione in Simulink .....	12
Validazione.....	13
File dei parametri.....	15

## Principio di funzionamento

La macchina in questione è un refrigeratore ad adsorbimento, che sfrutta la capacità di alcuni materiali di assorbire o cedere vapore in funzione del rapporto tra la propria pressione di saturazione e quella dell'ambiente. Nello specifico, la macchina considerata è un refrigeratore a due letti, che sfrutta l'interazione di silica-gel/acqua.

È composto da quattro elementi principali, rappresentati nella figura sottostante:

un Evaporatore, un Condensatore, e due Letti che alternativamente svolgono le stesse due funzioni. I quattro elementi sono sostanzialmente degli scambiatori di calore, nei due Letti lo scambiatore è rivestito di silica-gel. All'interno della macchina viene creato il vuoto, l'acqua evapora e la pressione interna raggiunge la tensione di vapore relativa alla temperatura presente in ciascun componente.

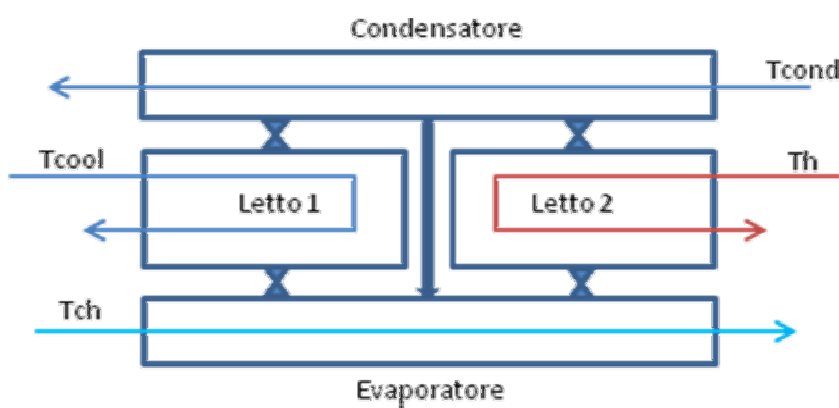


Figura 1: schema del refrigeratore

Durante un ciclo di lavoro della macchina, il Letto 1 rimane in comunicazione con l'Evaporatore, mentre la valvola verso il Condensatore è chiusa. La silica-gel presente sullo scambiatore adsorbe vapore, creando una depressione che permette l'evaporazione di acqua nell'Evaporatore, e il conseguente raffreddamento del fluido che scorre nei tubi (la cui temperatura in ingresso è Tch). Il fluido a temperatura Tcool serve a mantenere costante la temperatura nel Letto 1, recuperando il calore ceduto dal vapore adsorbito e cedendolo poi a un apposito heat rejection system (ad esempio una torre evaporativa).

Contemporaneamente, il Letto 2 rimane in comunicazione con il Condensatore, mentre la valvola verso l'Evaporatore è chiusa: il fluido caldo (temperatura in ingresso Th) fluisce nello scambiatore del Letto 2, scaldando la silica-gel precedentemente saturata di vapore e rigenerandola, emettendo cioè vapor acqueo che raggiunge il Condensatore, dove lo scambiatore è mantenuto a temperatura costante dal fluido di condensazione (temperatura in ingresso Tcond).

Il vapore condensa sui tubi, e per gravità raggiunge l'Evaporatore, sostituendo precedentemente evaporata. Il fluido di condensazione viene diretto all'heat rejection system.

Al termine del ciclo, quando la silica-gel del Letto 1 tende a saturarsi di vapore, e quella del Letto 2 è quasi completamente rigenerata, vengono chiuse le valvole (i Letti vengono sostanzialmente isolati dall'Evaporatore e dal Condensatore) e sono invertiti i flussi dei fluidi: il fluido caldo andrà al Letto 1, scaldandolo, il fluido freddo (Tcool) andrà al Letto 2, raffreddandolo. Quando la temperatura del Letto 1 è sufficientemente calda, e quella del Letto 2 è sufficientemente fredda, vengono riaperte le valvole, ma invertendo i ruoli dei Letti rispetto al ciclo precedente: sarà il Letto 2 ora ad essere collegato all'evaporatore e a svolgere la funzione adsorbente.

## **Modello matematico**

Una modellazione dettagliata di un refrigeratore ad adsorbimento comporta inevitabilmente calcoli complessi, e conseguentemente tempi computazionali incompatibili con simulazioni annuali di impianti e carichi articolati, in cui il refrigeratore è solo uno dei numerosi componenti.

D'altra parte si consideri che:

- 1) a fronte di condizioni di ingresso costanti (portate e temperature dei fluidi nei vari circuiti) i valori in uscita delle temperature, e conseguentemente della potenza termica utilizzata ( $Q_h$ ) e di quella frigorifera generata ( $Q_{ch}$ ), non sono costanti nel tempo, ma variano ciclicamente.
- 2) al variare delle condizioni in ingresso della temperatura del fluido da refrigerare ( $T_{ch}$ ), del fluido caldo di rigenerazione ( $T_h$ ), e del fluido di condensazione e raffreddamento ( $T_{cond}$  e  $T_{cool}$ ), variano  $Q_h$ ,  $Q_{ch}$ , e conseguentemente il coefficiente di performance (COP) della macchina:  $COP = Q_{ch}/Q_h$ .

Il presente modello è stato quindi sviluppato con lo scopo di preservare la ciclicità della macchina reale, e di permettere una risposta dinamica alla variazione di alcune condizioni in ingresso:

- a) variazioni della temperatura del fluido caldo di rigenerazione, che in applicazioni solari, anche in presenza di un accumulo, subisce oscillazioni durante l'arco della giornata;
- b) variazioni della temperatura del fluido da refrigerare, che dipende dalle variazioni del carico applicato.

Nello sviluppo del modello in Simulink si è fatto riferimento ad alcuni modelli matematici semplificati esistenti in letteratura, in cui ciascun componente del refrigeratore (Evaporatore, Condensatore e ciascun Letto) è rappresentato da equazioni di scambio termico, mentre le equazioni delle isoterme per la silice-gel e dei tassi di adsorbimento e desorbimento sono utilizzate nella rappresentazione dei Letti.

La variazione periodica nell'interazione tra tali elementi è tenuta in considerazione tramite apposite variabili di controllo il cui valore varia ciclicamente.

Nello specifico, si è implementato il modello matematico pubblicato nell'articolo "Modeling the performance of two-bed, silica gel-water adsorption chillers" (H.T. Chua, K.C. Ng, A. Malek, T. Kashiwagi, A. Akisawa, B.B. Saha)

Per quanto riguarda il calcolo della pressione di vapore nei diversi componenti si è fatto uso della equazione empirica di Arden Buck.

I valori medi del calore specifico, entalpia specifica e densità per il vapore e l'acqua liquida nei vari componenti del refrigeratore sono stati calcolati sulla base delle equazioni contenute nello IAPWS-IF97 ("The International Association for the Properties of Water and Steam, Industrial Formulation 1997"). Tali valori sono stati inseriti nel modello come costanti, per ridurre i tempi di calcolo.

## **Implementazione in Simulink**

- Il modello del refrigeratore è stato implementato tramite un blocco *embedded function*. La scelta è dovuta all'esigenza di una successiva compilazione di un eseguibile di un impianto completo che includa il presente modello, compilazione che altri tipi di "User-Defined Function" non permettono.
- Ciascuna equazione del modello fornisce una variazione differenziale di temperatura o concentrazione, che è stata gestita con un loop e un blocco *integratore*.
- Il meccanismo di switch tra un ciclo e il successivo è stato gestito con una *embedded function*, che inverte i valori di temperatura e saturazione della silice-gel tra un Letto e l'altro, e fornisce un reset dei relativi blocchi integratori, in modo che nella

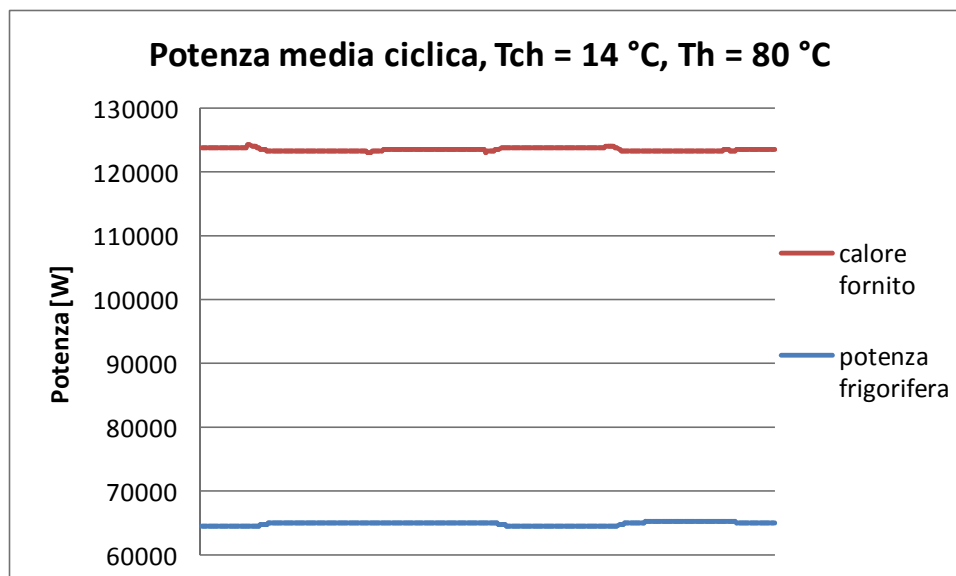


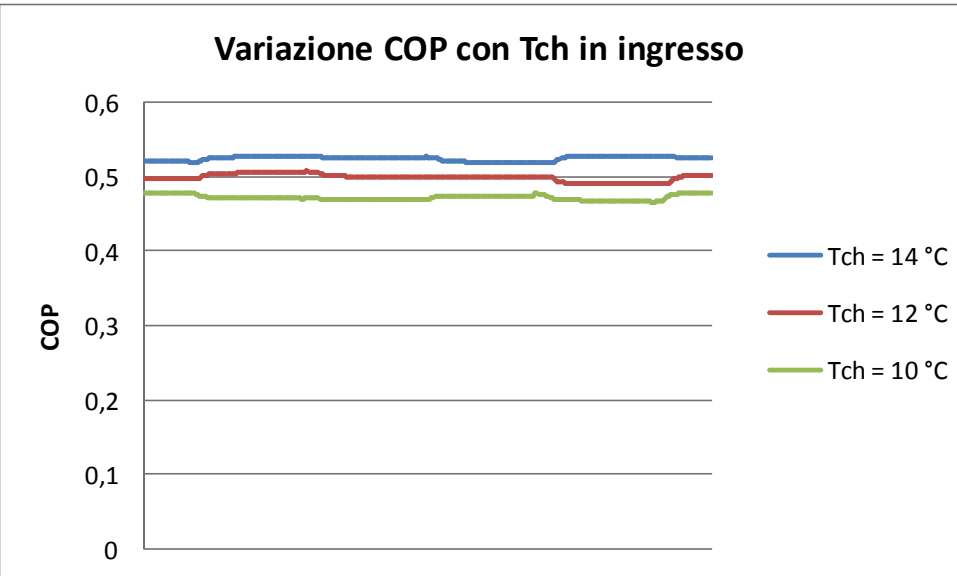
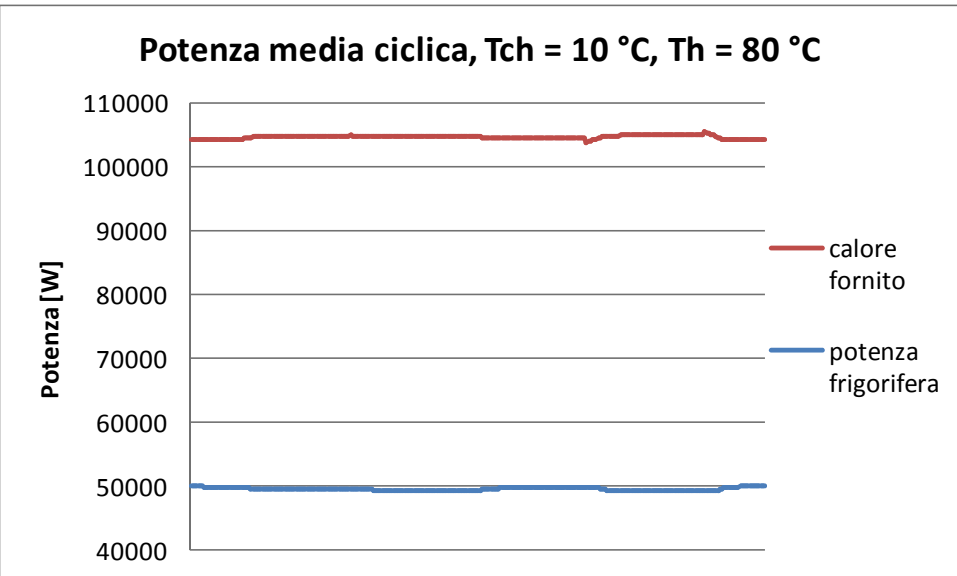
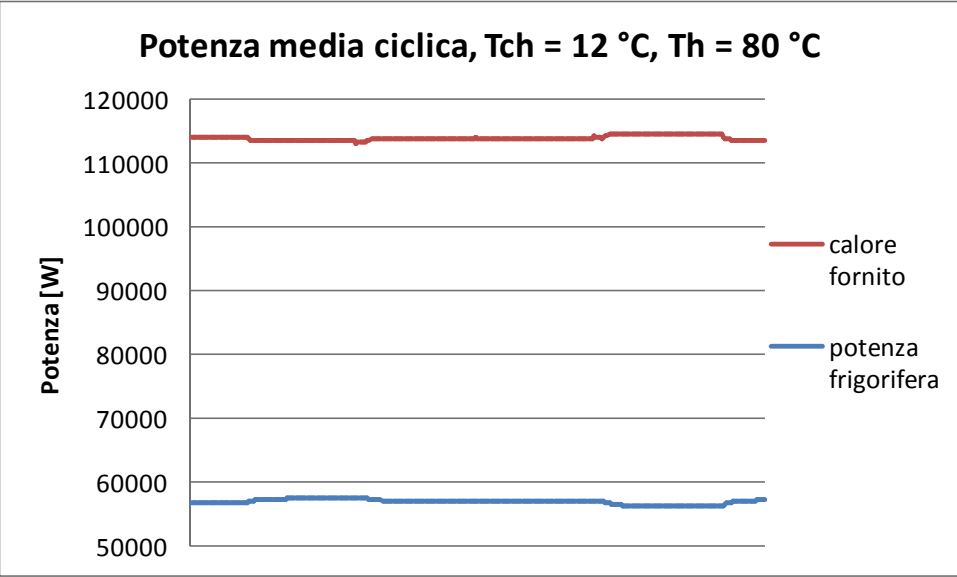
simulazione in Simulink sia sempre il Letto 1 a interagire con l'Evaporatore, e il Letto 2 con il Condensatore. Sono infatti le caratteristiche dei Letti che vengono invertite, non i collegamenti con gli altri componenti e i circuiti.

- Il fluido di lavoro considerato è acqua in tutti i circuiti.
- La potenza frigorifera  $Q_{ch}$  e quella termica  $Q_h$ , e il conseguente COP vengono calcolati come valori medi su un ciclo. I valori forniti all'inizio della simulazione non vengono considerati, in quanto il modello (esattamente come la macchina reale) deve raggiungere una condizione di regime). in questa fase i valori di output sono valori nominali.
- La temperatura di condensazione e raffreddamento ( $T_{cond}$  e  $T_{cool}$ ), e le relative portate, sono gestite internamente nel modello, come se un sistema perfetto di heat rejection system sia già collegato al refrigeratore
- Le portate di fluido da refrigerare e fluido di rigenerazione sono gestite come parametri da settare all'inizio della simulazione (tramite un file .m), mentre le relative temperature in ingresso sono due input del modello.
- Il modello è in grado di rappresentare tre taglie di refrigeratori, con un COP nominale costante. Le taglie e il valore di COP sono analoghi a prodotti esistenti sul mercato
- I valori forniti come output sono le potenze assorbite e generate ( $Q_{h\_av}$  e  $Q_{ch\_av}$ ) mediate sul ciclo, il relativo coefficiente di performance ( $COP_{av}$ ) e le temperature istantanee di uscita dell'acqua refrigerata e di rigenerazione ( $T_{ch\_out}$  e  $T_{h\_out}$ ).

## Validazione

I seguenti grafici rappresentano le potenze termiche assorbite e generate dal modello di refrigeratore da 65 kW di potenza nominale, e i relativi COP per tre diverse temperature di refrigerazione. Sono in linea con i valori di performance forniti da costruttori di refrigeratori ad adsorbimento di taglia analoga





### ***File dei parametri***

I parametri sono:

M1chill = portata fluido da refrigerare [kg/s]

M1heat = portata fluido di rigenerazione [kg/s]

P\_nominale = potenza nominale frigorifera [kW]

I valori sono contenuti in tre file.m, ciascuno relativo ad una taglia di refrigeratore.

Le taglie previste sono: 65, 130 e 200 kW. Per ciascuno il COP nominale è di circa 0.52-0.53

I valori nominali di input sono uguali per le diverse taglie di macchina:

Tchin = 14 °C : temperatura in ingresso del fluido da refrigerare

Thin = 80 °C : tempe