



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,  
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



*Ministero dello Sviluppo Economico*

## RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Realizzazione di un prototipo reversibile di macchina ad  
assorbimento da 18 kW con alimentazione ad acqua calda da  
adibire al solar cooling and heating e prove sperimentali preliminari

*Giuseppe Corallo, Aldo Franchi*

REALIZZAZIONE DI UN PROTOTIPO REVERSIBILE DI MACCHINA AD ASSORBIMENTO DA 18 kW  
CON ALIMENTAZIONE AD ACQUA CALDA DA ADIBIRE AL SOLAR COOLING AND HEATING E  
PROVE SPERIMENTALI PRELIMINARI

Giuseppe Corallo, Aldo Franchi (ENEA)

Settembre 2011

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia: Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva

Responsabile Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA



**ACCORDO DI PROGRAMMA**

**MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO - ENEA**

AI SENSI DELL'ART. 3 COMMA 2 DEL DECRETO MINISTERIALE 23 MARZO 2006 PER LE

**ATTIVITÀ DI RICERCA E SVILUPPO DI INTERESSE GENERALE**

**PER IL SISTEMA ELETTRICO NAZIONALE**

**PIANO ANNUALE DI REALIZZAZIONE 2008-2009**

*Progetto 3.4 "Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva"*

**Utilizzo dell'energia elettrica e solare per condizionamento estivo  
Attività A. Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi**

REALIZZAZIONE DI UN PROTOTIPO REVERSIBILE DI MACCHINA AD  
ASSORBIMENTO DA 18 Kw CON ALIMENTAZIONE AD ACQUA CALDA DA ADIBIRE  
AL SOLAR COOLING AND HEATING E PROVE SPERIMENTALI PRELIMINARI

**RAPPORTO FINALE DELL' ATTIVITÀ**

Unità emittente: UTTEI-TERM

Classificazione:

Distribuzione: USO PUBBLICO

Data: 22 settembre 2011

Elaborato: Giuseppe Corallo, Aldo Franchi

Verificato: Nicolandrea Calabrese

Approvato: Gino Boccardi

---

---

## Riassunto

I cicli ad acqua-ammoniaca sono solo raramente utilizzati per il solar cooling, sia a causa delle pochissime macchine disponibili, sia perché il livello di temperature per il loro azionamento è più alto di quelle ad acqua-bromuro di litio.

Tuttavia, la possibilità dei cicli ad Acqua-Ammoniaca di poter lavorare anche come pompa di calore durante la stagione di riscaldamento, li rende attraenti come valida alternativa per accorciare i tempi di ritorno dell' investimento nelle applicazioni caldo-freddo.

Allo scopo di sviluppare una nuova macchina adatta all' accoppiamento con pannelli solari a media temperatura, come i pannelli a tubi evacuati, è stata condotta una simulazione stazionaria su un certo numero di cicli termodinamici, al fine di trovare il miglior compromesso nell' utilizzo caldo-freddo.

Il miglior risultato tra le varie simulazioni, è stato quindi usato per costruire un primo prototipo da 18 kW freddi, azionato mediante acqua calda a 100-120 °C che utilizza una torre evaporativa per lo smaltimento del calore.

## 1. Introduzione

L'interesse per le applicazioni di solar cooling sta in qualche misura crescendo in Italia, grazie all'iniziativa di ditte private che tipicamente producono o vendono pannelli solari termici ed anche grazie alle attività di ricerca delle università e di enti pubblici come ENEA e CNR.

In particolare, durante gli ultimi tre anni, grazie ad un programma di finanziamento del Ministero per lo Sviluppo Economico [1], è stato possibile promuovere modellazioni, studi di fattibilità, realizzazioni di prototipi ed anche installazioni in scala reale per questa tecnologia [2].

Attualmente gli ostacoli alla diffusione della tecnologia del solar-cooling sono essenzialmente dovuti al costo degli impianti ed all'effettivo know-how degli installatori.

Precedenti studi di fattibilità [3,4,5], mostrano che il tempo di ritorno atteso per gli impianti solari caldo freddo, con riferimento ad uno standard composto da caldaia a gas più condizionatore elettrico split, variano tra 10 e 20 anni.

La potenziale applicabilità degli incentivi relativi all'uso delle fonti rinnovabili durante la stagione di riscaldamento, può accorciare il tempo di ritorno a circa 5 anni, nel caso migliore che consiste in pannelli solari a temperatura medio-bassa (95 °C) accoppiati con macchine ad Acqua-Bromuro di litio a singolo effetto.

Studi di mercato indipendenti, condotti dai nostri partners industriali, mostrano che la migliore penetrazione di mercato è aspettata per i settori residenziale e piccolo terziario, vale a dire per taglie di 5-18 kW in modalità raffrescamento.

Più di una decina di macchine commerciali diverse sono presenti sul mercato per quella taglia, la maggior parte del tipo ad adsorbimento o ad Acqua-Bromuro di Litio a singolo effetto, e solo una minoranza con cicli ad Acqua-Ammoniaca.

Tra di esse è possibile trovare una macchina da 10 kW prodotta dalla Pink [6,7], e un prototipo dimostrativo da 17 kW prodotto dalla Robur [3,5,8], derivato dai raffrescatori di serie, alimentati a gas naturale e funzionante ad alta temperatura (170-210 °C).

Altri prototipi ad Acqua-Ammoniaca sono stati studiati e sviluppati dall'IWT [9], dall'Università di Graz [10] e da Solarfrost [11].

In generale tutte queste macchine sono costruite con criteri molto differenti e nella maggior parte dei casi sembrano non avere sufficiente storia applicativa per essere considerate delle vere scelte.

Nei settori di riferimento, i pannelli solari a tubi evacuate sono talvolta adoperati per il riscaldamento invernale accoppiati a distributori di calore a bassa temperatura, come i pavimenti ed i soffitti radianti.

Il tipico inconveniente di queste applicazioni è l'impossibilità di utilizzare l'eccesso di calore generato durante l'estate dal campo solare.

Una macchina ad assorbimento idonea, può sicuramente aiutare a risolvere il problema, invece di smaltire il calore o coprire i pannelli con uno schermo.

Per promuovere la diffusione della tecnologia, in modo da ridurre costi e tempi di ritorno, è stato deciso di verificare la possibilità di sviluppare una nuova macchina, orientata al mercato, capace anche di funzionare come pompa di calore durante la stagione di riscaldamento.

Infatti per queste applicazioni, è normalmente presente una caldaia ausiliaria per far fronte alla mancanza di energia solare sia durante l'inverno che l'estate.

Durante l' inverno, il favorevole COP di una pompa di calore ad azionamento termico può incrementare il risparmio energetico e quindi ridurre i tempi di ritorno sull' investimento di tutto l' impianto.

La coppia Acqua-Ammoniaca è stata perciò scelta necessariamente ed è stata inizialmente imposta una temperatura massima di azionamento di 120 °C come limite per il campo solare, per poter utilizzare sia i normali componenti solari (pompe, valvole, vasi di espansione ...) che i non troppo costosi pannelli a tubi evacuati.

## 2. Simulazione dei cicli in modalità raffrescamento.

Utilizzando metodi e considerazioni espote in [12], in base alle ipotesi preliminari, è stato deciso di fare un' indagine solo tra i cicli ad Acqua-Ammoniaca che sembravano abbastanza semplici da permettere costruzioni non troppo onerose.

Per questo motivo sono stati presi in considerazione soltanto cicli monostadio, con al più un assorbitore raffreddato dalla soluzione ricca, fig. 1-5 .

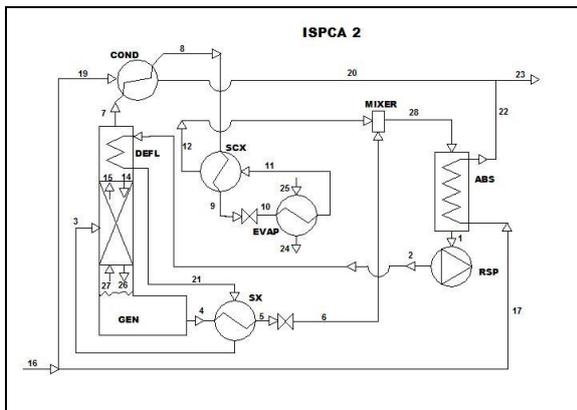


Figura 1 – schema ISPCA 2

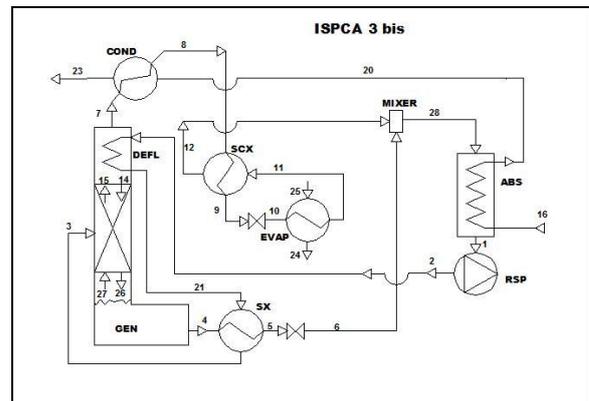


Figura 3 – schema ISPCA 3 bis

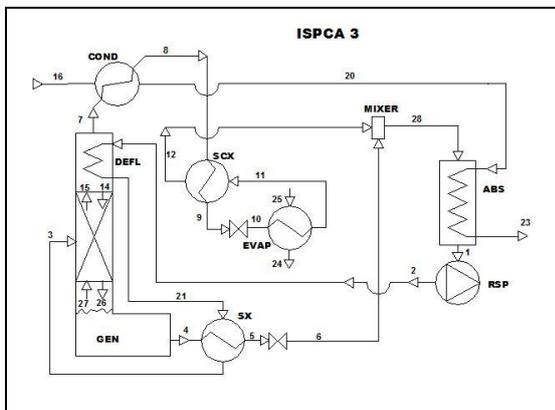


Figura 2 – schema ISPCA 3

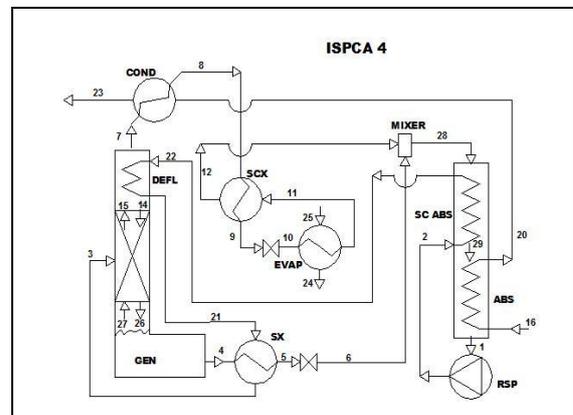
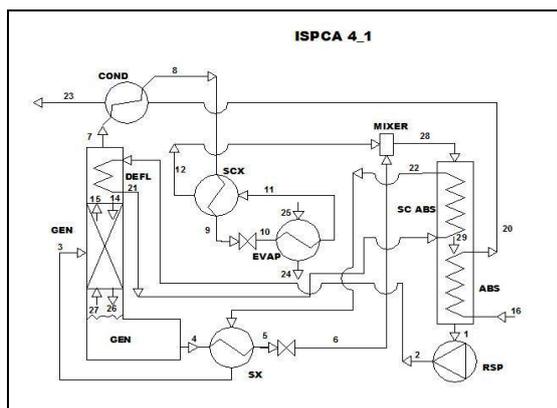


Figura 4 – schema ISPCA 4



**LEGENDA:**

- ABS Assorbitore
- COND Condensatore
- DEFLE Deflemmatore
- EVAP Evaporatore
- GEN Generatore
- RSP Pompa della Soluzione Ricca
- SC Raffreddato dalla Soluzione ricca
- SCX Sottoraffreddatore
- SX Scambiatore delle soluzioni

Figura 5 – schema ISPCA 4\_1

Le caratteristiche principali dei cicli Acqua-Ammoniaca sono riassunte in tabella 1.

Tutti i cicli sono del tipo Acqua-Acqua con 5 °C di minima differenza di temperature per gli scambiatori di calore, salvo diversamente specificato.

La concentrazione dell’ ammoniaca distillate proveniente dal condensatore è stata fissata in tutti I casi al 99 % in peso.

La temperatura dell’ acqua refrigerata è stata fissata a 12-7 °C, per un utilizzo tipico con i fan-coils.

Tabella 1 – Caratteristiche principali dei cicli.

Ciclo	Tipo	Circuito Raffreddamento	Note
ISPCA 2	Singolo stadio	Parallelo	-
ISPCA 3	Singolo stadio	Serie	Condensatore prima
ISPCA 3 bis	Singolo stadio	Serie	Assorbitore prima
ISPCA 4	Assorbitore SC	Serie	Assorbitore prima
ISPCA 4_1	Assorbitore SC	Serie	Ordine invertito SC ABS- Deflemmatore

Una delle caratteristiche più interessanti dei cicli ad Acqua-Ammoniaca è la possibilità di evitare la torre evaporative per il funzionamento durante la stagione estiva.

Come primo passo, è stata verificata per tutti i cicli quale temperature minima era possibile adottare per il fondo del generatore, per garantire il funzionamento nelle condizioni date.

2.1 Simulazione dei cicli raffreddati ad aria.

Assumendo una temperatura dell’ aria esterna di 35 °C, la temperatura dell’ acqua di raffreddamento è stata fissata a 45-55 °C in modo da poter smaltire il calore fornito dalla macchina per mezzo di un aerotermo.

In queste condizioni, cercando la minima temperatura di funzionamento al fondo del generatore, corrente 4, i vari cicli hanno fornito i risultati mostrati in tabella 2.

Concedendo almeno 10 °C tra la temperature del fondo del generatore e quella della corrente di riscaldamento che proviene dal campo solare, ne consegue che nessun ciclo permette di rimanere all’ interno dei limiti massimi desiderati.

Inoltre I valori del COP in modalità raffrescamento, non sono particolarmente attraenti e per di più sono relativi a condizioni limite che comportano grandi portate di soluzione ricca oppure colonne di distillazione molto alte.

Tabella 2 – Simulazione preliminare su cicli raffreddati ad aria: minima temperatura al generatore

Ciclo	COP <sub>cooling</sub>	Temperatura al Generatore
ISPCA 2	0.45	115 °C
ISPCA 3	0.44	120 °C
ISPCA 3 bis	0.50	140 °C
ISPCA 4	0.49	145 °C
ISPCA 4_1	0.50	145 °C

Allo scopo di comprendere l' effetto di temperature del generatore ancora più alte, gli stessi cicli sono stati simulate elevando tale temperature fino a 160 °C.

Le prestazioni dei vari cicli sono tuttavia incrementate solo marginalmente (~15%), se comparate all' incremento del costo di installazione.

Infatti, una temperatura al generatore così elevata, richiede al campo solare di lavorare ad almeno 170 °C, con la necessità di utilizzare olio diatermico come vettore di calore, dato che la pressione di acqua surriscaldata eccederebbe le specifiche limite dei pannelli solari, che sono normalmente fissate a 6 Bar.

In queste condizioni l' efficienza dei collettori a tubi evacuati (Kloben Sky 21), presi come riferimento, fig. 6, decresce considerevolmente se comparata ad un funzionamento a più bassa temperatura, come per le macchine a singolo effetto ad Acqua-Bromuro di litio.

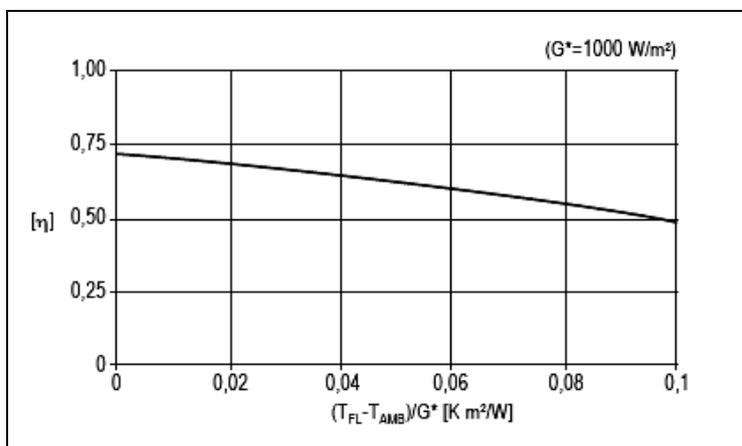


Figura 6 – Efficienza dei collettori a tubi evacuati [13]

Infatti, il termine sull' asse orizzontale, calcolato mediante la differenza di temperatura tra il fluido del collettore e l' aria esterna, divisa per l' irraggiamento solare, cambia approssimativamente da circa 0.07 a 0.15, molto al di fuori della scala di normale funzionamento, con una variazione stimata di efficienza dal 58 % a circa il 35 %.

Considerando tutte queste ragioni, è stato deciso di adottare più basse temperature di progetto, sostituendo l' aerotermo con una torre evaporative e rinunciando definitivamente alla possibilità di fare una macchina raffreddata ad aria.

## 2.2 Simulazione di cicli raffreddati ad acqua.

Grazie all' accoppiamento alla torre evaporative, le temperature dell' acqua di raffreddamento sono state cambiate a 31-35 °C, lasciando invariate tutte le altre specifiche.

I programmi di simulazione stazionaria sviluppati in ENEA hanno un controllo interno per evitare punti di funzionamento irreali per la colonna di distillazione del generatore, basato sul metodo semplificato di Mc Cabe and Thiele [14].

Tutti i cicli sono stati simulati nel campo di temperatura del fondo del generatore 80-130 °C, ma solo due di essi, ISPCA 2 and ISPCA 3, è stato possibile valutarli sino a 85 °C, mentre, ISPCA 3 bis si è fermato a 90 °C e gli ultimi due a 100 °C.

La temperatura minima consentita è importante se si considera la possibilità di usare le normali ed economiche caldaie a gas per scopi di backup, sino a 90 °C secondo le norme italiane.

Sfortunatamente, assumendo almeno 10 °C di salto termico tra generatore e corrente riscaldante, nessun ciclo è rientrato in questo limite.

I COP delle simulazioni in modalità raffreddamento sono mostrati in fig. 7: I tre cicli monostadio hanno all' incirca lo stesso andamento rispetto alla temperatura del generatore, con un valore migliore di 0.65 a 100 °C, che è risultato quasi invariante ad ulteriori incrementi di temperatura. I cicli con assorbitore raffreddato dalla soluzione ricca, mostrano un migliore COP, che raggiunge circa 0.69 a 130 °C, ma non è possibile farli funzionare al di sotto di 100 °C nelle nostre condizioni.

Il delta di minimo di temperature per gli scambiatori è stato fissato a 5 °C, come detto, salvo nel deflemmatore dove è variato tra 30 e 1 °C secondo le varie condizioni di lavoro.

Guardando le figure 8 e 9, è possibile valutare l' effetto della temperatura del generatore su due variabili interessanti, la portata di soluzione ricca e l' altezza della colonna di distillazione.

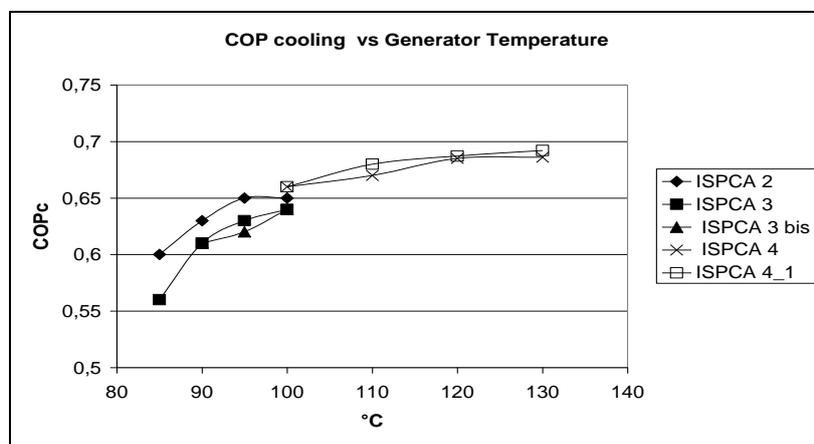


Figura 7 – Simulazione di cicli raffreddati ad acqua: COP in raffreddamento

La portata di soluzione ricca aumenta fortemente al diminuire della temperatura del generatore, nel caso peggiore, ISPCA 3, aumenta di tre volte se la temperatura decresce da 100 a 85 °C.

Da questo comportamento ne deriva che temperature al di sotto di 90 °C dovrebbero essere evitate per limitare il costo della pompa della soluzione ricca che è il componente più costoso delle macchine ad assorbimento.

L' altezza della colonna di distillazione, relativa ad un riempimento di anelli Raschig da 3/8 “, è stata calcolata come in [12], come prodotto del numero delle unità di trasferimento della colonna di distillazione, calcolato dal programma di simulazione, e da una altezza approssimata dell' unità di trasferimento.

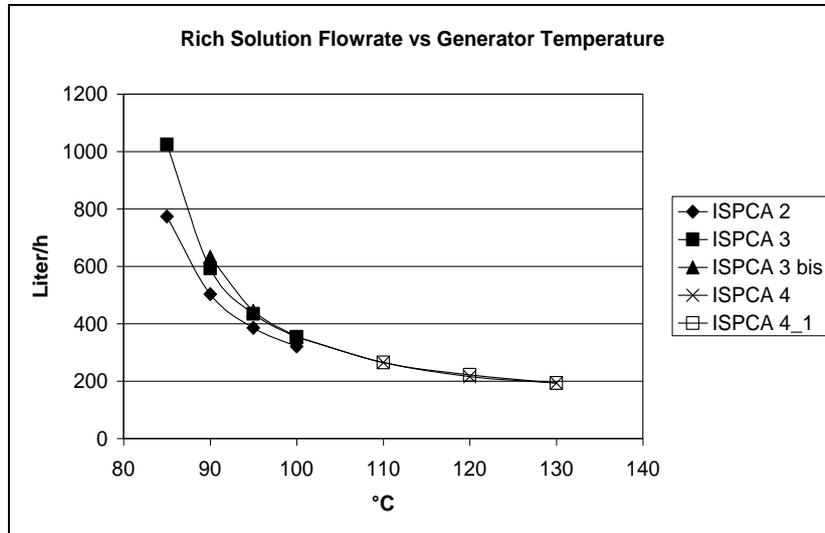


Figure 8 – Simulazione di cicli raffreddati ad acqua: Portata della soluzione ricca

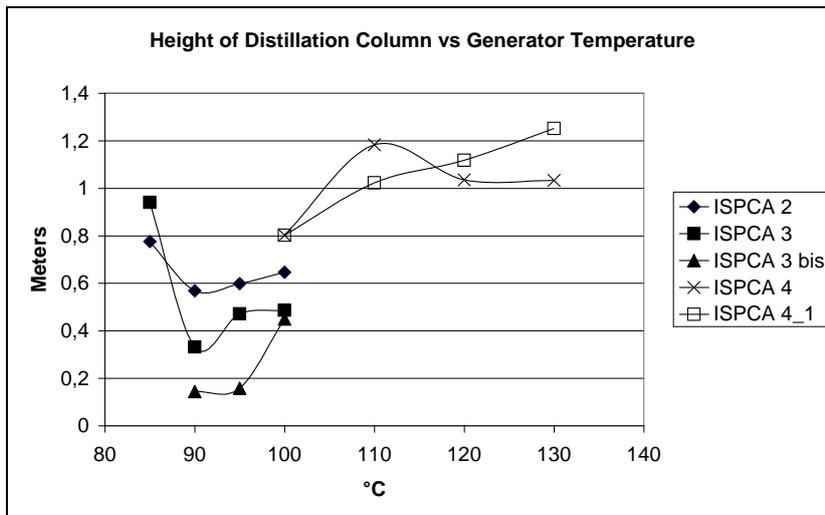


Figure 9 - Simulazione di cicli raffreddati ad acqua: Altezza della colonna di distillazione

Eccetto che per le temperature più basse, l' altezza della colonna di distillazione aumenta all' aumentare della temperature del generatore.

Dal momento che la corrente di soluzione ricca recupera più calore nei cicli dotati di assorbitori raffreddati da essa, come era prevedibile, l' altezza della colonna in questi cicli è più alta che in quelli monostadio

Nel nostro caso, grazie alla bassa temperatura della torre evaporativa, tutte le altezze rimangono confinate entro valori accettabili, nella maggior parte dei casi al di sotto di un metro.

### 3. Realizzazione del prototipo

In accordo con lo scopo iniziale, è stata iniziata la costruzione di un prototipo da 18 kW freddi, adatto per l' accoppiamento a campi solari o caldaie a gas con temperature di 100-120 °C.

Il prototipo è adatto anche al funzionamento come pompa di calore, potendo prendere calore dall' aria esterna, per mezzo di batterie alettate oppure da un circuito elioassistito.

La potenza di targa è di 47 kW caldi con temperatura di mandata adatta a corpi scaldanti a bassa temperatura (35°C).

Sulla base dei dati simulati, si è deciso di aumentare l' efficienza del campo solare durante la fase di raffrescamento, mantenendo la temperatura del generatore il più bassa possibile.

Per questo motivo I cicli con assorbitore raffreddato dalla soluzione ricca sono stati esclusi, anche perché più complessi e costosi da realizzare in pratica.

Tra i vari cicli a singolo stadio, la migliore prestazione è stata raggiunta dallo schema ISPCA 2, il quale è stato perciò preso a riferimento per lo sviluppo del prototipo.

La temperatura di progetto del fondo del generatore è stata fissata a 90°C, in condizioni di raffrescamento, per ottenere una ragionevole portata di soluzione ricca perdendo solo pochissimo rendimento rispetto al massimo.

Sulla base dei dati simulati sono stati in seguito progettati e costruiti tutti i componenti della macchina, in particolare gli scambiatori di calore sono stati dimensionati da AlfaLaval, mentre la pompa della soluzione ricca l' intero generatore ed altri componenti minori, sono stati realizzati presso officine esterne su disegno ENEA.

Il prototipo, è attualmente in fase di sperimentazione presso i laboratori del centro ENEA della Casaccia, Fig. 10-11, e si pensa di ultimare le prove per ottobre 2011.



Figura 10 – Il prototipo ENEA da 18 kW: fase di montaggio



*Figura 11 – Il prototipo ENEA da 18 kW: installazione ultimata*

#### **4. Stima delle prestazioni in modalità riscaldamento**

La valutazione delle prestazioni di una macchina in condizioni diverse da quelle di progetto non è un compito facile, dal momento che coinvolge considerazioni su coefficienti di scambio

di calore e di materia e dipende anche dalla effettiva geometria con cui sono costruiti i vari componenti.

Tuttavia è possibile semplificare il compito, mediante una simulazione stazionaria effettuata nelle nuove condizioni di lavoro: i risultati ottenuti possono ragionevolmente approssimare le prestazioni aspettate dalla macchina, se essa viene progettata e costruita per soddisfare le condizioni peggiori.

Considerando un' applicazione di solar cooling and heating, il compito del riscaldamento viene normalmente affidato al campo solare in accoppiamento con distributori di calore a bassa temperatura come pavimenti e soffitti radianti (~ 35 °C) oppure fan coils (~45 °C).

La pompa di calore sarebbe perciò azionata solo in caso di mancanza di radiazione solare, sostituendo quindi la classica caldaia di backup, allo scopo di risparmiare quanto più possibile di combustibile fossile.

Durante la stagione di riscaldamento, il circuito che porta calore all' evaporatore può essere sia collegato ad un aerotermo che preleva calore gratuito dall' aria esterna, oppure ad una conveniente parte del campo solare, come nelle applicazioni delle pompe di calore elio assistite.

Tenendo conto dello stesso limite di temperatura (120 °C) per la corrente proveniente dal campo solare, le simulazioni in modalità riscaldamento del ciclo precedentemente scelto, sono state tentativamente effettuate nel dominio indicato in tabella 3.

*Tabella 3 – Ciclo ISPCA 2: Dominio di simulazione in modalità riscaldamento*

	Temperatura del Generatore	Temperatura di uscita Condensatore/Assorbitore	Temperatura di ingresso Evaporatore
Min.	90	35	-5
Max.	110	45	20

Nelle varie simulazioni, la concentrazione di ammoniaca distillate ed il minimo salto di temperature per gli scambiatori sono stati fissati come per le simulazioni in modalità raffrescamento.

Tutte le correnti liquide esterne per lo scambio del calore (40% glicole etilenico), sono intese per lavorare con una differenza di temperatura di 5 °C.

In figura 12 sono mostrati i risultati per una temperature di 35 °C all' uscita di condensatore ed assorbitore, variando la temperature della corrente liquida all' ingresso dell' evaporatore.

Alla minore temperature del generatore, 90 °C, non è stato possibile simulare il ciclo per temperature di ingresso all' evaporatore al di sotto di 5 °C.

Come conseguenza, in caso di applicazioni con sorgente aria, l' effetto pompa di calore è possibile solo con una temperatura dell' aria esterna di almeno 12.5 °C.

Per poter funzionare a -5°C, che corrisponde a circa +2.5 °C per l' aria esterna, la temperature del generatore deve essere innalzata fino al massimo, 110 °C, per poter ottenere una buona prestazione.

Infatti, lo stesso punto di lavoro con 100 °C mostra un COP sensibilmente più basso ed inoltre relativo a condizioni limite che comportano una portata di soluzione ricca molto elevata.

I valori di COP ottenuti in queste condizioni sono compatibili con applicazioni a bassa temperature con pavimenti e soffitti radianti, e sono piuttosto alti, 1-6~1.7, alla più alta temperatura di ingresso all' evaporatore, compatibile per applicazioni elio assistite.

Le simulazioni sono state anche ripetute per una temperature di riscaldamento di 45°C, adatta per applicazioni con fan-coils come distributori di calore.

In questo caso, fig. 13, i COP sono leggermente più bassi, ed inoltre è stato possibile trovare soluzioni convergenti solo al di sopra di 15 and 7 °C in ingresso evaporatore, rispettivamente per temperature del generatore di 100 and 110 °C, mentre per la temperatura 90 °C non sono state trovate soluzioni.

In pratica, si può concludere che per fare funzionare il ciclo in riscaldamento a 45 °C, è possibile soltanto adottare una configurazione elioassistita per il circuito dell' evaporatore.

Per far funzionare il ciclo a -5 °C, la temperatura del generatore dovrebbe essere innalzata almeno sino 130 °C, che significa circa 140 °C per il campo solare, con tutti gli svantaggi già visti.

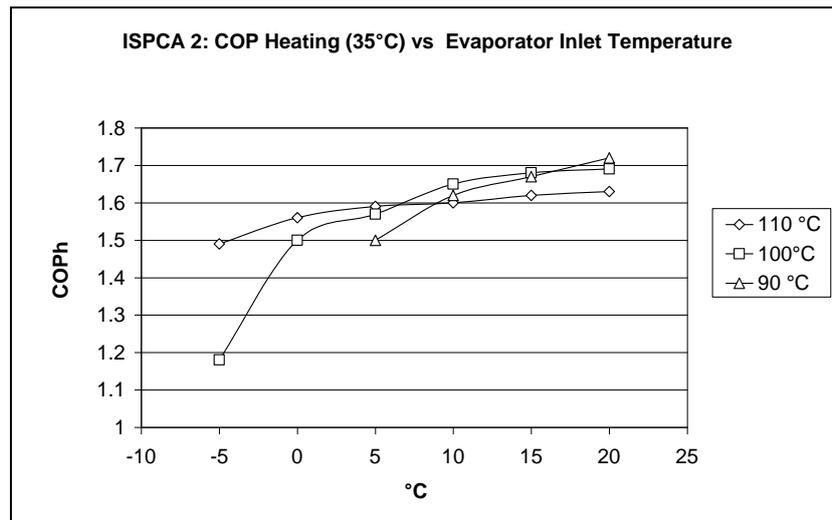


Figura 12 –Stima del COP in modalità riscaldamento a 35°C, per varie temperature del generatore

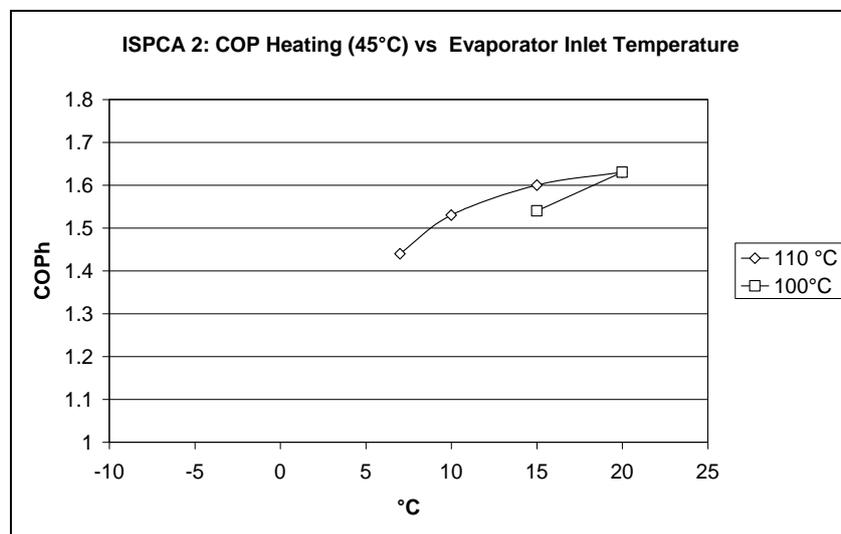


Figure 13 – Stima del COP in modalità riscaldamento a 45°C, per varie temperature del generatore

## 5. Campagna sperimentale preliminare

Per poter costruire il prototipo con maggior cognizione di causa, sono state fatte delle prove su un precedente esemplare di taglia ridotta (7 kW), con identiche specifiche di

funzionamento, in modo da mettere a punto le varie connessioni liquido/vapore che sono essenziali per il buon funzionamento dei singoli componenti e dell'intera macchina.

Nelle tabelle seguenti è possibile vedere il raffronto tra i principali dati di progetto e sperimentali, ottenuti durante un test in condizioni stazionarie della durata di circa 1 ora presso l'impianto CAPOC 2 del centro ENEA della Casaccia, in condizioni il più possibile vicine a quelle di progetto.

Tabella 4 – Prove sperimentali su prototipo in scala ridotta: temperature acqua ( °C)

Temperature acqua	Ingresso calda	Uscita assorbitore	Uscita Condensatore	Ingresso fredda	Uscita evaporatore	Ingresso generatore	Uscita generatore
Progetto	31	35.33	35.17	12	7	100	95
Sperimentale	31.07	35.36	35.56	12.06	7.58	110.21	105.03

Tabella 5 – Prove sperimentali su prototipo in scala ridotta: concentrazione correnti (% NH<sub>3</sub>)

	Povera	Ricca	Distillato
Progetto	41.7	48.7	99
Sperimentale	38.78	47.07	99.25

Tabella 6 – Prove sperimentali su prototipo in scala ridotta: prestazioni e carichi termici (kW)

	COP freddo	Assorbitore	Condensatore	Evaporatore	Generatore
Progetto	0.62	10.79	7.47	7	11.27
Sperimentale	0.56	11.47	8.08	7.06	12.49

Dai dati delle tabelle, si evince un ottimo accordo tra dati sperimentali e di progetto, con l'eccezione della temperatura dell'acqua di alimentazione al generatore, che è risultata di 10 °C più elevata ed ha comportato una leggera riduzione sul COP atteso.

Tale discrepanza si può spiegare in parte con una carica di soluzione della macchina troppo poco concentrata, infatti la soluzione povera che esce dal fondo del generatore ha una concentrazione di circa il 3 % in meno, che comporta una temperatura di ebollizione della soluzione ammoniacale di circa 5 °C in più rispetto ai 90 °C preventivati.

Tuttavia, l'ottimo progetto del generatore ha permesso di ottenere ugualmente una concentrazione molto elevata di distillato, che ha contribuito positivamente al raggiungimento della potenza frigorifera desiderata.

## 6. Conclusioni

La tecnologia del solar cooling and heating sta diventando apprezzata in Italia come mezzo per ridurre la CO<sub>2</sub> ed aumentare l'uso delle fonti rinnovabili, per questo motivo l'ENEA, ha deciso di agire da promotore, sviluppando un nuovo prototipo di pompa di calore ad Acqua-Ammoniaca da 18 kW freddi.

La macchina, sia pure con alcuni limiti, dovrebbe essere capace di funzionare sia come raffrescatore sia come pompa di calore, al fine di accorciare i tempi di ritorno dell'applicazione ed aumentare il risparmio di energia su base annuale.

Dopo una dettagliata comparazione tra varie possibili schemi, è stata verificata la possibilità tecnica di sviluppare dei prototipi alimentati ad acqua calda a 100-120 °C e capace di raggiungere un COP di 0.62 in raffrescamento ed 1.5-1.7 per il riscaldamento.

Il prototipo è stato costruito in due esemplari dopo una sperimentazione su scala ridotta ed è in corso di messa a punto presso il centro ENEA della Casaccia.

## Bibliografia

1. Decreto Del Ministero delle Attività Produttive, 8 marzo 2006 – GU n° 63, 16/03/2006
2. [http://www.enea.it/attivita\\_ricerca/energia/sistema\\_elettrico/Climatizzazione-rinnovabili/Scheda-climatizzazione.html](http://www.enea.it/attivita_ricerca/energia/sistema_elettrico/Climatizzazione-rinnovabili/Scheda-climatizzazione.html)
3. Citterio M., Corallo G., Avitabile M., Lodi A. , 2005, “Technical-economical evaluation of a Solar Cooling plant based on water ammonia absorption heat pump and parabolic solar collectors in different Italian climates”, *Proceedings of the Int. Conference Solar Air Conditioning*, October 6-7, Kloster banz, Bad Staffelstein, Germany
4. Corallo G., Citterio M., Gabrielli S., 2008, “Multiple Parameters Simultaneous Optimization of a Solar Heating and Cooling Plant for a non Residential Building in Rome.”, *Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference 2008 (ISHPC 2008)*, September 23-26, Seoul, Korea
5. Citterio M., Corallo G., Guj G., Vangelista A., Di Pietra B., 2006, “ Solar Air-Conditioning With High Temperature Solar Collectors and Water Ammonia Absorption Heat Pump” *Proceedings of the Conference “Solar Heating and Cooling”, Int. Session of the 61th ATI National Congress*, September 14, Perugia, Italy.
6. [http://www.solarnext.eu/pdf/eng/products/090223\\_chillii\\_kit\\_PSC12\\_e.pdf](http://www.solarnext.eu/pdf/eng/products/090223_chillii_kit_PSC12_e.pdf)
7. Jakob U., Spiegel K., Pink W., 2008, “Development and experimental investigation of a novel 10 KW ammonia-water absorption chiller - CHILLII®PSC – for air conditioning and refrigeration systems”, *Proceedings of the 9th International IEA Heat Pump Conference*, 20 – 22 May, Zürich, Switzerland.
8. Häberle A., Luginland F., Zahler C., Berger M., Rommel M., Henning H. , Guerra M., De Paoli F., Motta M., Aprile M., 2007, “A linear concentrating Fresnel collector driving a NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption chiller”, *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference Solar Air-Conditioning*, October 18-19, Tarragona, Spain.
9. Zetsche M., Koller T., Brendel T., Müller-Steinhagen H., 2007, “Solar cooling with an ammonia/water absorption chiller”, *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference Solar Air-Conditioning*, October 18-19, Tarragona, Spain.
10. Moser H., Rieberer R., 2007, “Small-capacity ammonia/water absorption heat pump for heating and cooling - used for solar cooling applications”, *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference Solar Air-Conditioning*, October 18-19, Tarragona, Spain.
11. <http://www.solarfrost.com/PDF/icebook.pdf>
12. Corallo G., Gervasi M., 2003, “Generator-Absorber Heat Exchange Cycles for Practical Applications”, *Proceedings of the European Seminar n° 72: Thermodynamics, heat and mass transfer of refrigeration machines and heat pumps*, March 31-April 2, Valencia, Spain
13. WTI Test Report 07COL623/1 “Durability, Reliability and Thermal Performance of a Solar Collector” Stuttgart, January 14th 2008
14. McCabe W. L., Thiele E. W., 1925, *Ind. Eng. Chem*, 17, 605