



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



*Ministero dello Sviluppo Economico*

## RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Studio preliminare e realizzazione di un prototipo reversibile di  
macchina ad assorbimento da 18 kw con alimentazione ad acqua  
calda da adibire al solar cooling and heating

*Giuseppe Corallo*

Report RdS/2010/x214

STUDIO PRELIMINARE E REALIZZAZIONE DI UN PROTOTIPO REVERSIBILE DI MACCHINA AD ASSORBIMENTO DA 18 KW CON ALIMENTAZIONE AD ACQUA CALDA DA ADIBIRE AL SOLAR COOLING AND HEATING

Giuseppe Corallo (ENEA)

Settembre 2010

Report Ricerca Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Usi Finali

Tema: Sistemi di climatizzazione estiva ed invernale assistita da fonti rinnovabili

Responsabile Tema: Nicolandrea Calabrese, ENEA

## INDICE

1. PREMESSA.....	4
2. SCELTA DEL CICLO TERMODINAMICO .....	5
3. SIMULAZIONE STAZIONARIA .....	6
4. PROGETTAZIONE E REALIZZAZIONE DEL PROTOTIPO.....	11
4.1    Generatore di Vapori di Ammoniaca:.....	12
4.2    Pompa della Soluzione Ricca.....	13
4.3    Altri componenti minori.....	15
5. CONCLUSIONI .....	17
6. BIBLIOGRAFIA .....	18
7. APPENDICE A1 .....	19

## 1. PREMESSA

Il “Solar Cooling” comprende una famiglia di tecnologie che permettono il raffrescamento degli edifici utilizzando in massima parte l’ energia solare.

La tipologia di impianto più frequentemente utilizzata è quella basata sull’ impiego di pannelli solari

accoppiati a *cicli termodinamici chiusi*, quali quelli delle *macchine ad assorbimento*, particolari condizionatori che invece dell’ energia meccanica di un motore, impiegano energia termica.

Una caldaia di integrazione è normalmente prevista per garantire il funzionamento dell’ impianto in assenza di sole.

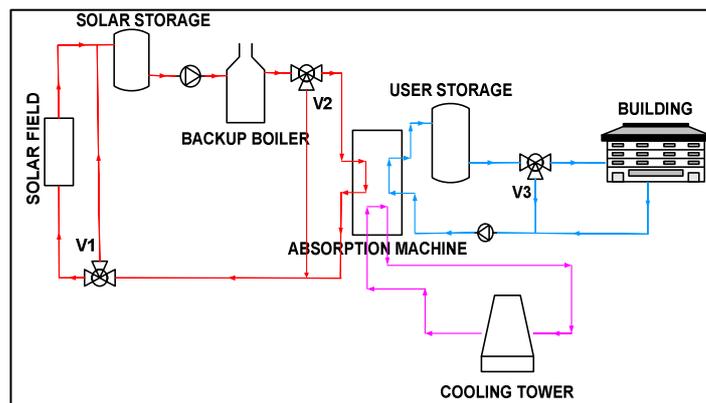


Fig. 1 Schema di Solar Cooling

I cicli ad assorbimento permettono di realizzare macchine per il condizionamento dell’ aria alimentate con energia termica proveniente da varie fonti.

La fonte termica in assoluto più interessante per tali scopi è senza dubbio quella solare, per il fatto di essere particolarmente abbondante, specie nel nostro paese, oltretutto gratuita e rinnovabile.

Dal connubio fonte solare-cicli ad assorbimento, è quindi possibile produrre acqua fredda a circa 7°C per il condizionamento estivo degli ambienti mediante fan coils o batterie alettate.

Tali impianti di Solar Cooling, vengono già realizzati ( qualche decina in Italia) utilizzando nella maggior parte dei casi delle macchine ad assorbimento ad Acqua-Bromuro di Litio di produzione Giapponese, Americana e Cinese (Yazaki; Ebara; Carrier, Trane, Broad ...).

Le taglie minime disponibili sono di 17.5-35 kW freddi, e relegano queste applicazioni al settore terziario o medio residenziale, mentre per il settore residenziale mono o bifamiliare, non esiste attualmente una produzione di serie consolidata con taglie adatte.

Da un’ analisi di questa nicchia di mercato, condotta dai nostri partners industriali, emerge che le taglie più richieste nel settore medio residenziale e piccolo terziario sono quelle da 18 e 50 kW frigoriferi.

L’ utilizzo dei cicli ad Acqua-Bromuro di Litio, che coprono la stragrande maggioranza di queste applicazioni, comporta alcuni svantaggi, primo fra tutti l’ impossibilità ad utilizzare le macchine anche come pompe di calore invernali salvo rari casi quando è disponibile acqua a temperatura di circa 10-12 °C come sorgente secondaria, e si possono utilizzare apparecchi distributori di energia termica a bassa temperatura (~35°C) come i pavimenti radianti.

## 2. SCELTA DEL CICLO TERMODINAMICO

Gli impianti per Solar Cooling basati su macchine ad assorbimento si differenziano in base al tipo di ciclo della macchina ad assorbimento utilizzata:

- a) macchine ad Acqua-Bromuro di Litio a singolo effetto.

Queste macchine necessitano tipicamente di acqua calda a 80-100°C per il loro azionamento, producibile mediante pannelli solari a bassa concentrazione (Pannelli a tubi evacuati). Le prestazioni frigorifere (COP) di queste macchine sono pari a 0.7 rispetto al calore di alimentazione. Lo smaltimento del calore prodotto dal ciclo termodinamico avviene a temperature di 30-40 °C e pertanto per il loro funzionamento è indispensabile una torre evaporativa, che comporta ingombri e consumi aggiuntivi e potenziali pericoli per colture batteriche.

Dal momento che utilizzano acqua come fluido refrigerante non possono essere generalmente impiegate come pompe di calore invernali, salvo rari casi.

- b) macchine ad Acqua-Bromuro di Litio a doppio effetto.

Molto simili alle precedenti, di cui sono la versione ad alta efficienza, presentano COP frigoriferi molto elevati, pari a circa 1.1, necessitano di acqua calda o vapore a circa 160 °C, producibili soltanto con più costosi pannelli solari a medio- alta concentrazione (pannelli parabolici ad inseguimento solare).

- c) macchine ad Acqua-Ammoniaca

Da poco prese in considerazione per il Solar Cooling, hanno un COP frigorifero ~ 0.6/0.7 e richiedono temperature di funzionamento di circa 190°C, ottenibili con gli stessi pannelli solari a concentrazione del caso precedente, se derivate dai modelli a fiamma diretta [ 3 ].

I vantaggi aggiuntivi di queste macchine consistono nel poter funzionare *senza bisogno di torri evaporative*, e soprattutto nella *reversibilità* del funzionamento: la stessa macchina può funzionare anche per il riscaldamento invernale permettendo comunque un risparmio di combustibile pari a circa il 50% rispetto alle caldaie tradizionali ad alta efficienza, in assenza di sole.

Macchine di nuova concezione [ 6 ] non derivate da quelle alimentate a fiamma diretta, possono richiedere temperature di azionamento minori a vantaggio del costo e dell' efficienza dei pannelli solari.

Sulla base di queste considerazioni e sentiti i partner industriali del settore, si è deciso di adottare un ciclo ad acqua-ammoniaca, a bassa temperatura (~100°C) per sfruttare al meglio la radiazione solare mediante i pannelli a tubi evacuati e che permette il funzionamento reversibile come pompa di calore invernale con COP attesi di ~1.5 su base gas.

Tale scelta come vedremo, ha portato ad accettare alcuni compromessi per il funzionamento della macchina stessa.

### 3. SIMULAZIONE STAZIONARIA

Una macchina ad assorbimento ad Acqua-Ammoniaca è costituita da un generatore di vapore con annessa colonna di rettifica per l' ammoniaca, da due valvole che separano una zona ad alta pressione da un' altra bassa pressione, da una pompa ad alta prevalenza, detta pompa della soluzione ricca, e da alcuni scambiatori di calore .La scelta del ciclo termodinamico è fondamentale per ottenere le migliori prestazioni in base alle specifiche di funzionamento.

In particolare, per avere un buon rendimento di generazione da parte dei pannelli solari è essenziale non richiedere temperature troppo elevate di alimentazione al generatore della macchina.

Un elevato COP del ciclo, anche se meno importante con fonti energetiche gratuite, permette tuttavia di ridurre la superficie del campo solare ed il costo di investimento complessivo.

Esistono vari schemi possibili per realizzare un prototipo di macchina ad assorbimento ad Acqua-Ammoniaca, quelli a più elevato rendimento sfortunatamente richiedono maggiori temperature di funzionamento [ 1 ].

Si è cercato inizialmente di verificare l' esistenza di un ciclo operabile ad aria esterna per evitare l' uso della torre evaporativa, sfortunatamente le proprietà della miscela Acqua-Ammoniaca non permettono tale realizzazione se non con temperature del fluido di raffreddamento inferiori a quelle ottenibili in estate con la torre (~31°C).

La simulazione è stata condotta quindi soltanto sugli schemi più semplici a singolo stadio, fig. 2-3 con varie tipologie per il circuito di raffreddamento, evitando quelli del tipo ad assorbitore raffreddato dalla soluzione ricca e GAX ( Generator Absorber heat eXchange) , fig. 4-5, ipoteticamente a più alto rendimento, ma che avrebbero richiesto temperature superiori a quella di alimentazione prefissata, un maggior costo della realizzazione e colonne di distillazione più ingombranti in altezza.

#### Legenda:

ABS:	Assorbitore
ACC:	Accumulo NH <sub>3</sub> condensata
COND:	Condensatore
DEFL:	Deflemmatore
EVAP:	Evaporatore
GAX:	Generator-Absorber heat exchanger
GEN:	Generatore
RSP:	Pompa della Soluzione Ricca
SC ABS:	Assorbitore raffreddato da soluzione ricca
SCX:	Sottoraffreddatore
SX:	Scambiatore delle Soluzioni

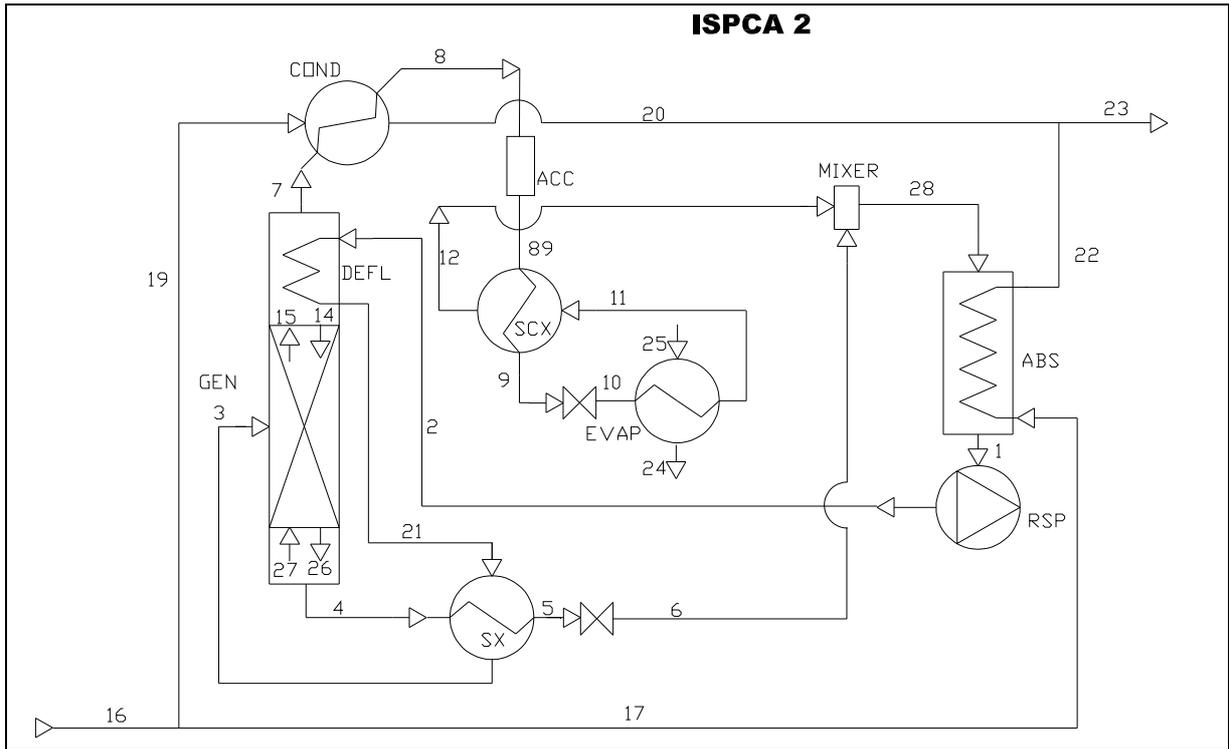


Fig. 2: Schema monostadio con raffreddamento in parallelo

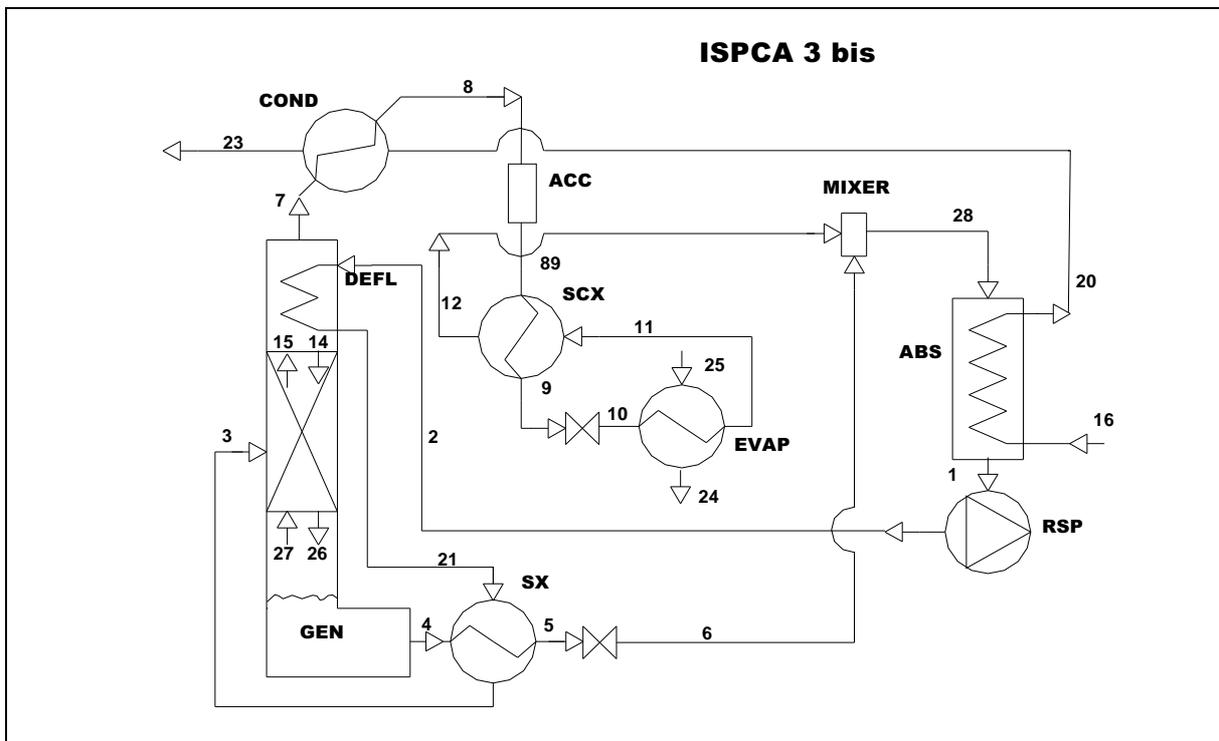


Fig. 3: Schema monostadio con raffreddamento in serie

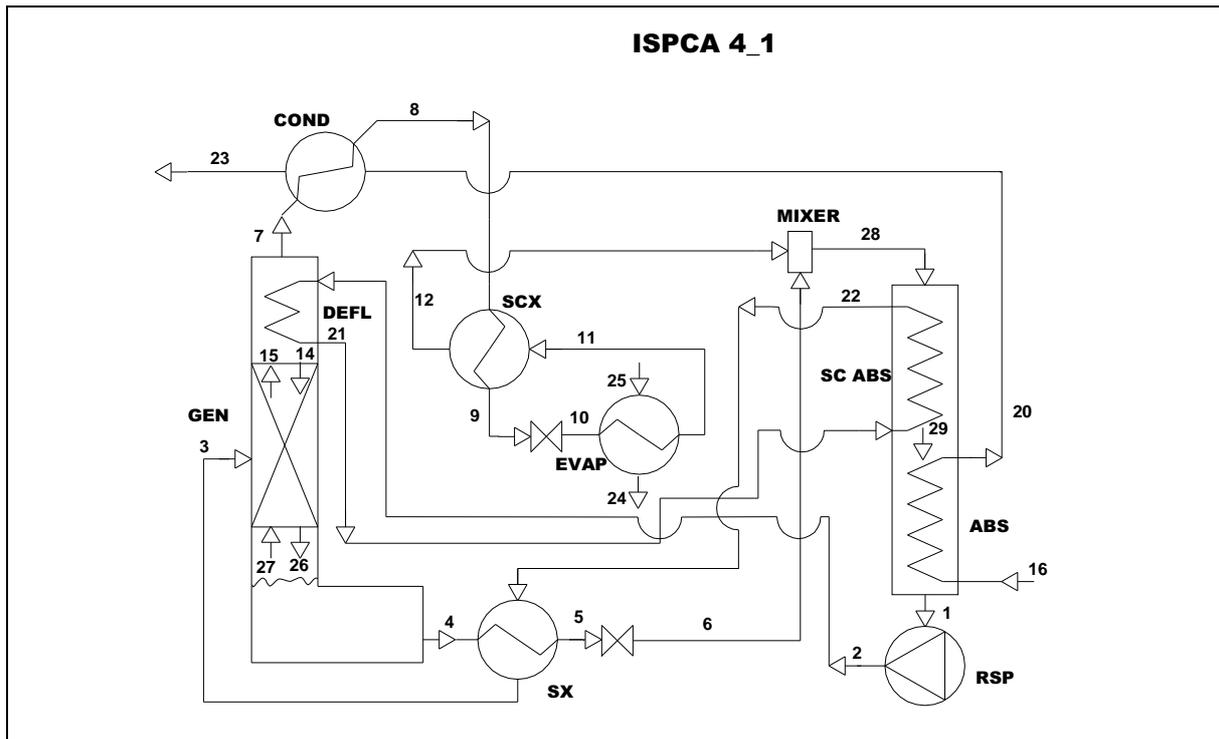


Fig. 4: Schema con assorbitore raffreddato dalla sol. ricca

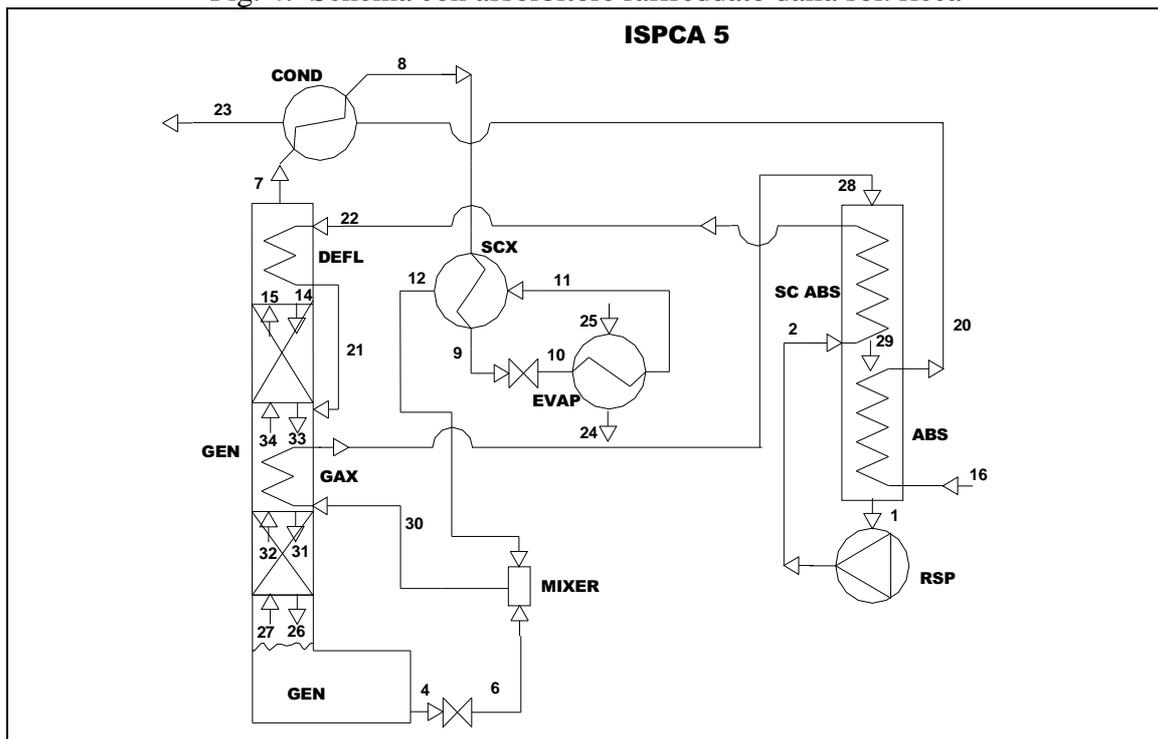


Fig. 5: Schema tipo GAX

Durante le simulazioni condotte sui vari cicli termodinamici indicati, si è potuto verificare che lo schema GAX indicato, non è utilizzabile alle temperature di funzionamento di progetto, mentre lo schema con assorbitore raffreddato dalla soluzione ricca, nonostante la maggior complessità, presenta prestazioni uguali a quelle dei cicli monostadio: entrambi sono quindi stati scartati.

Tra i cicli monostadio è stato poi condotto uno studio parametrico per vedere fino a che temperatura di alimentazione del generatore era possibile scendere per andare incontro alle esigenze del campo solare.

Le varie circuitazioni per il raffreddamento della macchina hanno fornito prestazioni sovrapponibili, anche se quella in parallelo permette di scendere sino a circa 85 °C, fig. 6, al prezzo però di una portata piuttosto grande della pompa della soluzione ricca, fig. 7.

Dato che la pompa della soluzione ricca è il componente più costoso di una macchina ad assorbimento di questo tipo, considerazioni di carattere pratico ci hanno portato a scegliere la temperatura di 90 °C come quella definitiva per il progetto del prototipo.

Le specifiche del funzionamento del prototipo finale possono essere così riassunte:

Ciclo:	Assorbimento ad Acqua-Ammoniaca
Tipo:	Acqua-Acqua
Potenza frigorifera:	18 kW
Potenza riscaldante <sup>(1)</sup> :	47 kW
Potenza alimentazione:	29 kW
Temp. Acqua fredda:	12-7 °C
Temp. Acqua calda:	31-35 °C
Temp. Acqua di alimentazione:	100-95°C
COP frigorifero:	0.62
GUE pompa di calore <sup>(2)</sup> :	1.46

<sup>(1)</sup> Acqua in ingresso all' evaporatore 12°C

<sup>(2)</sup> Rendimento caldaia esterna di alimentazione 90%

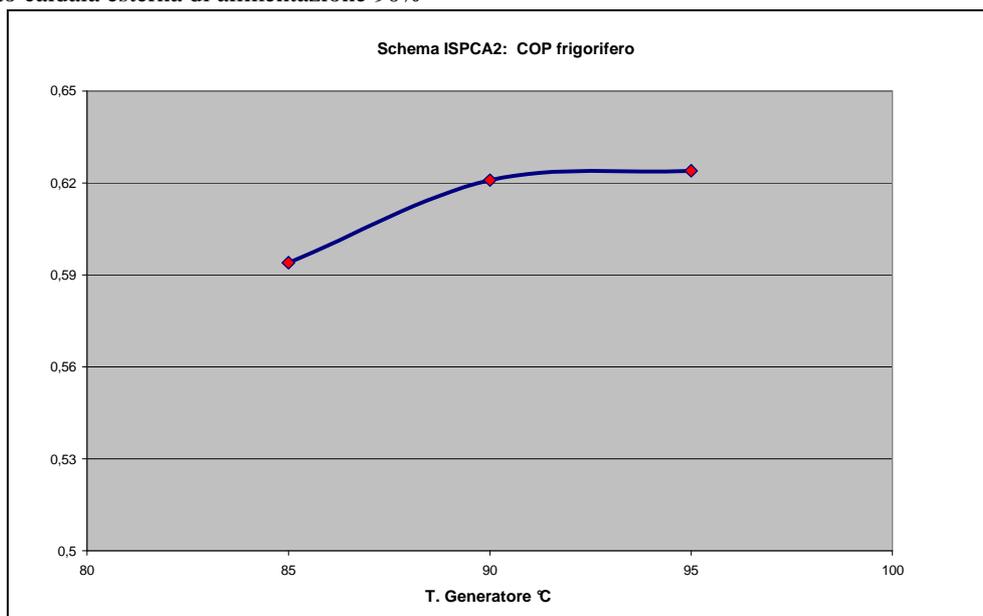


Fig. 6: Schema monostadio, COP frigorifero

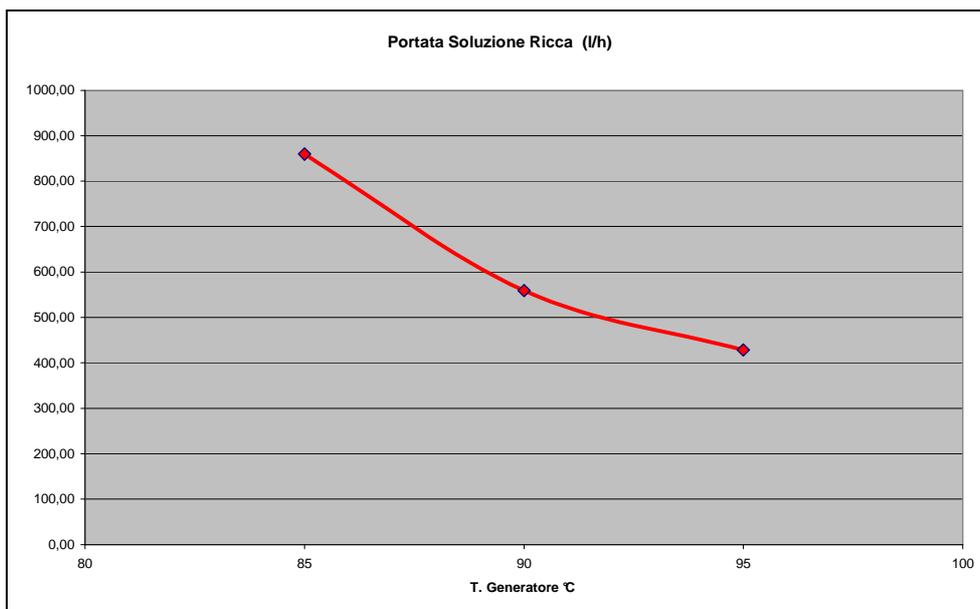


Fig. 7: Schema monostadio, portata della soluzione ricca

Per raggiungere tale risultato si è tuttavia dovuto accettare sia l'uso della torre evaporativa, che è comunque presente negli impianti di Solar Cooling attuali, sia l'impiego di distributori a bassa temperatura (pavimenti radianti) compatibili con questo tipo di applicazioni avanzate per il condizionamento dell'aria.

Il prototipo che si andrà a progettare è quindi compatibile solamente per una nicchia di mercato, quella delle nuove costruzioni ad alta efficienza energetica, in sintonia con l'innovatività della tecnologia del Solar Cooling.

#### 4. PROGETTAZIONE E REALIZZAZIONE DEL PROTOTIPO

La costruzione di una macchina ad assorbimento ad acqua ammoniacca non è un' impresa semplice, lo dimostra lo scarso numero di ditte manifatturiere che è possibile reperire nel mondo e che si possono contare sulle dita di una mano.

I motivi sono diversi: in primo luogo tutti i componenti di una macchina di questo tipo non sono reperibili sul mercato, fatta eccezione per i motori elettrici, le ventole, le valvole, i circolatori per l' acqua e pochi altri elementi e vanno quindi progettati e costruiti su misura; il tipo di competenze necessarie alla loro progettazione sono proprie dell' ingegneria chimica e non normalmente disponibili presso le aziende manifatturiere del settore del condizionamento dell' aria; il costo di investimento per l' azienda è quindi molto elevato come pure quello di vendita delle singole macchine.

Ultimamente tuttavia è comparso sul mercato un tipo di scambiatore a piastre saldo brasate ed interamente in acciaio inossidabile (AlfaLaval), che può ridurre molto del lavoro di realizzazione, in vista di una ipotetica produzione industriale.

Prima di decidere se adottarli o meno si è proceduto con una campagna sperimentale preliminare, sostituendo con questi gli scambiatori di un precedente prototipo da 11 kW frigoriferi realizzato in ENEA [ 2 ], fig. 7, con risultati accettabili dal punto di vista funzionale ed eccellenti da quello degli ingombri.

Il risultato più importante di questa campagna sperimentale preliminare, oltre alla dimostrazione pratica dell' impiegabilità di questo tipo di scambiatori per queste applicazioni particolari, è stato l' aver appurato che tali scambiatori non si possono adoperare tal quali, ma necessitano di distributori di liquido opportunamente progettati per potersi avvicinare alle prestazioni desiderate.



Fig.7: Confronto tra vecchi e nuovi scambiatori

Per quanto riguarda l' intero set di scambiatori presenti sul prototipo (Condensatore, Evaporatore, Sottoraffreddatore, Scambiatore delle Soluzioni, Assorbitore) si è quindi proceduto all' acquisto presso la ditta costruttrice in base alle specifiche riportate in appendice A1 relative ad uno schema con raffreddamento in parallelo per assorbitore e condensatore.

I rimanenti componenti alcuni dei quali coperti da precedente brevetto ENEA, sono stati progettati su misura e fatti costruire presso aziende italiane di comprovata capacità.

#### 4.1 Generatore di Vapori di Ammoniaca:

Tale componente è costituito da un serbatoio orizzontale di fondo che contiene un ribollitore a tubo elicoidale per ricevere il calore dall' acqua calda prodotta dal campo solare, da una colonna di distillazione a riempimento, da un deflemmatore a tubo elicoidale incorporato nella testa, che permettono di raggiungere concentrazioni molto elevate di ammoniaca in uscita (99 %), Fig.8-10.

Le specifiche di funzionamento generali di questo componente prevedono:

-Temperatura di alimentazione acqua calda al ribollitore:	100°C (delta 5°C)
-Pressione di funzionamento:	13.8 Bar
-Concentrazione Ammoniaca distillata:	99%
-Concentrazione di uscita dal fondo colonna (sol. povera):	41.7 %
-Concentrazione alimentazione in colonna (sol. ricca):	48.7 %

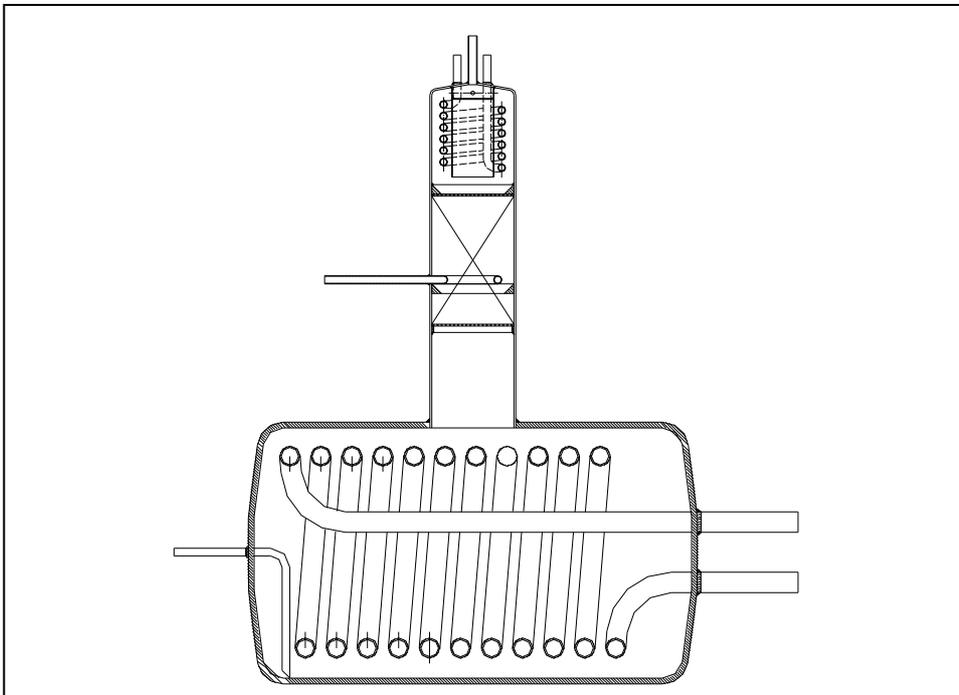


Fig. 8: Generatore di Vapori di Ammoniaca



Fig. 9: Particolare del Ribollitore



Fig. 10: Generatore completo

#### 4.2 Pompa della Soluzione Ricca

Questo è il componente più complesso e critico della macchina, si tratta di una pompa volumetrica a bassa portata ed alta prevalenza, capace di pompare liquidi aggressivi in condizioni di saturazione. Data la indisponibilità sul mercato di pompe con queste caratteristiche, l' ENEA ha sviluppato nel

passato una serie di brevetti su dispositivi idonei, composti da circuiti oleodinamici, sulla base dei quali è stata affidata a ditte specializzate la costruzione su disegno dell' esemplare da installare sul prototipo, Fig.11-12.

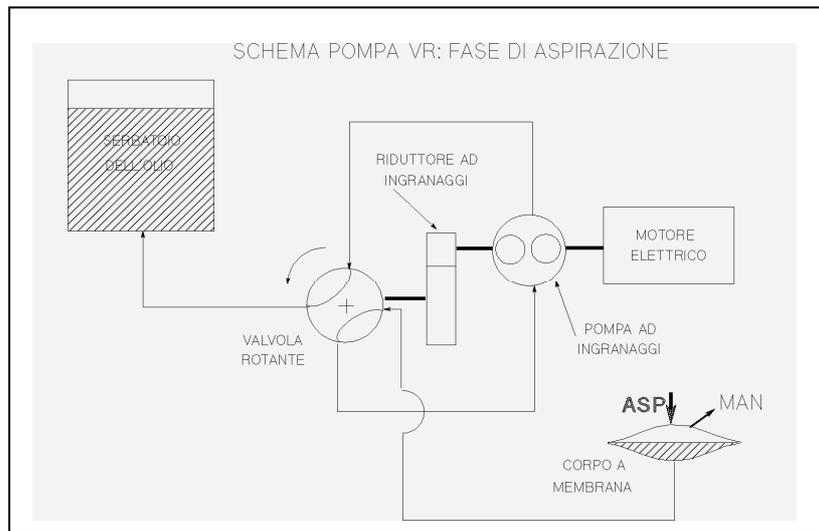


Fig. 11: Schema pompa della soluzione ricca ENEA

La pompa ENEA, denominata VR (valvola rotante), è composta da un serbatoio di olio, da un motoriduttore, da una pompa ad ingranaggi, da una valvola rotante e da una testa pompante a membrana: la valvola inverte ciclicamente un flusso di olio tra il serbatoio e la testa pompante a membrana, creando un movimento alternativo simile a quello delle pompe alternative con cinematismo pistone biella e manovella.



Fig. 12: Pompa della soluzione ricca, fase di montaggio

La testa a membrana contiene un dispositivo di aspirazione che le consente di trattare anche fluidi sul punto di saturazione, come richiesto dalla macchina ad assorbimento.

### 4.3 Altri componenti minori

Per le prove di laboratorio del prototipo è stata reperita una speciale caldaia a tubi di fumo della ditta ARCA, capace di fornire acqua calda alla temperatura di progetto, Fig. 13.

Altri pezzi su disegno, accumulo di ammoniaca, serbatoio-filtro per l' aspirazione della pompa della soluzione ricca e flange varie di raccordo per gli scambiatori, sono stati commissionati alla stessa ditta di costruzioni meccaniche che ha realizzato su disegno il generatore del prototipo, Fig.14.



Fig. 13: Caldaia di alimentazione



Fig. 14: Accumulo Ammoniaca e Filtro Pompa

Il montaggio finale del prototipo è stato affidato ad una società specializzata in questo genere di interventi, direttamente presso i laboratori del centro ENEA della Casaccia, dentro la Hall di prova dell' impianto CAPOC 2 ( Caratterizzazione POMpe di Calore 2 ).

## **5. CONCLUSIONI**

E' stata verificata la fattibilità tecnica per la realizzazione di una macchina ad assorbimento reversibile ad Acqua-Ammoniaca da adibire al Solar Cooling and Heating nel settore medio residenziale e piccolo terziario.

La grande opportunità offerta da questo tipo di macchine per l'ottenimento del raffrescamento con fonte rinnovabile solare e del riscaldamento misto gas-solare ad alta efficienza, potrà risultare in uno sviluppo industriale a breve-medio termine.

Le prove sperimentali in laboratorio del prototipo, di prossima programmazione, serviranno a confermare o meno l'esattezza delle scelte progettuali e a sensibilizzare l'industria del settore per uno sviluppo industriale della macchina.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- [ 1 ] G. Corallo, M. Gervasi, “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-April2, Valencia, Spain
- [ 2 ] Giuseppe Corallo et Al., ”Sviluppo e Qualificazione Sperimentale di una Nuova Macchina ad Assorbimento Reversibile per il settore Terziario”, Proceedings of the IX European Conference on Latest Technologies in Refrigeration and air Conditioning, June 2001, Milano
- [ 3 ] Häberle A., Luginsland F., Zahler C., Berger M., Rommel M., Henning H.-M., Guerra M., De Paoli F., Motta M. and Aprile M. 2007. “A linear concentrating Fresnel collector driving a NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption chiller”, Proceedings of the 2nd International Conference Solar Air-Conditioning, Tarragona.
- [ 4 ] Moser H. and Rieberer R. 2007. “Small-capacity ammonia/water absorption heat pump for heating and cooling - used for solar cooling applications”, Proceedings of the 2nd International Conference Solar Air-Conditioning, Tarragona.
- [ 5 ] Zetsche M., Koller T., Brendel T. and Müller-Steinhagen H. 2007. “Solar cooling with an ammonia/water absorption chiller”, Proceedings of the 2nd International Conference Solar Air-Conditioning, Tarragona.
- [ 6 ] U. Jakob, K. Spiegel, W. Pink “Development and experimental investigation of a novel 10 KW ammonia-water absorption chiller - CHILLII®PSC – for air conditioning and reftigeration systems. Proceedings of the 9th International IEA Heat Pump Conference, 20 – 22 May 2008, Zürich, Switzerland.

## 7. APPENDICE A1

Specifiche per dimensionamento scambiatori (flussi in CONTROCORRENTE)

Scambiatore #	Fluido 1	Fluido 2	Tin 1	Tout t1	Tin 2	Tout t 2	W 1	W 2	P1 (in)	P2 (in)
1 (SX)	Ammoniaca- acqua: 42.8 % ammoniaca in peso	Ammoniaca- acqua: 48.9 % ammoniaca in peso	90	44. 5	39. 5	75. 92	6. 58	7. 53	13. 79	13.79
2 (SCX)	Ammoniaca- acqua: 99.0 % ammoniaca in peso	Ammoniaca- acqua: 99.0 % ammoniaca in peso	36	12	7	31. 61	0. 93	0. 93	13. 79	4.4 6
3 (ABS)	Ammoniaca- acqua: 99.0 % ammoniaca in peso  + Ammoniaca- acqua: 42.8 % ammoniaca in peso	Acqua glicole: 40 % glicole in peso	31. 61  45. 53	33 (* )	31	35. 17	0. 93  6. 58	11 1. 1	4.3 1	-
4 (EVA)	Ammoniaca- acqua: 99.0 % ammoniaca in peso	Acqua glicole: 40 % glicole in peso	2	7	12	7	0. 93	63 .8	4.6 1	-
5 (CON)	Ammoniaca- acqua: 99.0 % ammoniaca in peso	Acqua glicole: 40 % glicole in peso	69. 25	36	31	35. 33	0. 93	74 .1	13. 79	-

(\*) corrente uscente : Ammoniaca-acqua: 48.9 % ammoniaca in peso; Portata somma delle due entranti

Legenda:

Tin : Temp. Ingresso (°C)  
 Tout: Temp. Uscita (°C)  
 W: Portata (Kg/min)  
 P: Pressione Assoluta (Bar)