

# prestazioni della miscela ternaria $CH_3OH-LiBr-ZnBr_2$ in pompe e trasformatori di calore

F. ASDRUBALI, C. BURATTI, L. SANTARPIA

## 1. SCOPO DEL LAVORO

I consumi energetici destinati al riscaldamento residenziale coprono attualmente, in Italia, circa il 22% dei consumi energetici totali nell'arco dell'intero anno solare [1]. Lo studio di sistemi alternativi ad elevata efficienza, per la produzione di calore a bassa temperatura, è quindi significativo ed un eventuale successo in questo settore incontrerebbe i favori di un vastissimo mercato ed in particolare quello del recupero edilizio.

Sistemi alternativi assai sofisticati sono le pompe di calore ed assorbimento e, ancor di più, i trasformatori di calore [2, 3, 4, 5, 6]. Su questi temi è da tempo in corso una ricerca presso l'Istituto di Energetica dell'Università di Perugia, con il supporto anche del Progetto Finalizzato Edilizia [7, 8, 9, 10, 11]; l'attenzione della ricerca si è rivolta prevalentemente alla misura di proprietà termofisiche di nuovi fluidi [2, 8, 9, 10] ed anche allo studio di nuovi cicli termodinamici [4]. Nella presente memoria si fissa l'attenzione sul possibile impiego delle miscele ternarie  $CH_3OH-LiBr-ZnBr_2$ , delle quali le proprietà termofisiche sono state determinate sperimentalmente in un precedente lavoro [10].

Noti sono i vantaggi che queste miscele potrebbero offrire:

- possibilità di raggiungere temperature abbondantemente al di sotto di  $0^\circ C$ , essendo la temperatura di punto triplo dell'Alcool Metilico eguale a  $-97,7^\circ C$ ;

- viscosità minore rispetto alle miscele binarie formate da Alcool Metilico e Sali;
- assenza di rettifica;
- facile reperibilità e costo non elevato;
- bassa tossicità.

Si sono considerate tre particolari miscele, con differenti rapporti molari tra i due sali:  $(LiBr)/(ZnBr_2) = 2:1,3:1,1:2$ .

I dati sperimentali disponibili di queste sostanze [10] sono stati introdotti in un programma di calcolo, appositamente elaborato, per mezzo del quale è stato possibile determinare le prestazioni delle miscele menzionate nei seguenti tipi di macchina:

- trasformatore di calore a singolo stadio;
- trasformatore di calore a doppio stadio, secondo lo schema di funzionamento elaborato in [4];
- pompa di calore.

## 2. METODO DI INDAGINE

Si sono considerate le seguenti condizioni operative:

$T_h$  = variabile nel campo  $35-65^\circ C$ ;

$T_o$  = variabile nel campo  $0-20^\circ C$ .

Il campo di variabilità di  $T_o$  corrisponde alla situazione esistente in gran parte dei Comuni italiani nel periodo in cui è prevista l'accensione degli impianti di riscaldamento [12, 13].

Il campo di variabilità di  $T_h$  corrisponde alle temperature di sorgenti di calore quali i cascami di calore industriali, il calore recuperabile da turbine a vapore annesse ad impianti di cogenerazione, il calore ottenibile da impianti ad energia solare a pannelli piani.

---

Dott. ing. Francesco Asdrubali, dott. ing. Cinzia Buratti, Istituto di Energetica, Università di Perugia  
Dott. ing. Luciano Santarpià, Dipartimento di Fisica Tecnica, Università "La Sapienza", Roma

A rappresentare le prestazioni ottenibili dalla macchina sono stati ritenuti significativi quattro parametri.

a) *Temperatura  $T_u$  del fluido riscaldato*: questa è indicativa dell'applicazione alla quale è possibile destinare la macchina. Si è evidenziata, nell'esposizione dei risultati (vedi figure), la temperatura di  $75^\circ\text{C}$ , in quanto questa è da ritenersi il valore medio-minimo al quale è possibile alimentare i convenzionali impianti di riscaldamento a radiatori, dimensionati secondo i comuni criteri di progettazione. Raggiungendo questa temperatura sarebbe pertanto possibile impiegare le macchine in esame anche in impianti già esistenti e quindi nel recupero edilizio, argomento di particolare interesse nel Progetto Finalizzato Edilizia, nel quale è inserita la presente ricerca.

I valori di  $T_u$  possono ricavarsi dai diagrammi P-T-X dei diversi fluidi [3], tenendo conto che possono ipotizzarsi, senza diminuzione di generalità, le seguenti relazioni fra le temperature interne alla macchina e le temperature esterne:

$$T_o = T_c - 10^\circ\text{C} \quad (1)$$

$$T_h = T_g + 5^\circ\text{C} = T_e + 5^\circ\text{C} \quad (2)$$

$$T_u = T_a - 5^\circ\text{C} \quad (3)$$

b) *Resa termica*: la resa termica  $Q_u$  è definita come la quantità di calore utile ceduta all'utilizzatore, per kg di refrigerante puro in circolo nella macchina. La resa termica ha espressioni diverse a seconda del tipo di macchina (vedi paragrafi successivi); essa è un parametro assai importante, essendo direttamente collegata alla potenzialità termica  $Q_t$  per mezzo della:

$$Q_t = Q_u \times g_r \quad (4)$$

essendo  $g_r$  la portata di refrigerante in ciclo.

Pertanto un elevato valore di  $Q_u$  consente, a parità di  $Q_r$ , di ridurre la portata  $g_r$  e quindi, orientativamente, le dimensioni ed il costo della macchina.

c) *Coefficiente di prestazione COP*: il COP è definito come il rapporto tra la resa termica e l'energia totale che la macchina riceve dall'esterno:

$$\text{COP} = \frac{Q_u}{\Sigma E_i} \quad (5)$$

Il coefficiente di prestazione è quindi inversamente proporzionale all'energia spesa, a parità di  $Q_u$ ; pertanto, all'aumentare del COP, diminuiscono i costi di esercizio della macchina.

d) *Rendimento exergetico  $\eta_{ex}$* : il rendimento exergetico è definito come il rapporto fra l'exergia del calore ceduto all'utilizzatore e la somma delle exergie in ingresso alla macchina:

$$\eta_{ex} = \frac{W_u}{\Sigma W_i} \quad (6)$$

## ELENCO DEI SIMBOLI

COP = coefficiente di prestazione

F = energia (kJ)

g = portata in massa (kg/s)

PR = pompa del refrigerante

PS = pompa della soluzione

Q = quantità di calore (kJ)

R = recuperatore di calore

S = scambiatore della soluzione

T = temperatura

W = exergia (kJ)

$\eta$  = rendimento

### Pedici

a = assorbitore

c = condensatore

e = evaporatore

ex = exergetico

g = generatore

h = alimentazione

i = ingresso

o = ambiente

r = refrigerante

t = termico

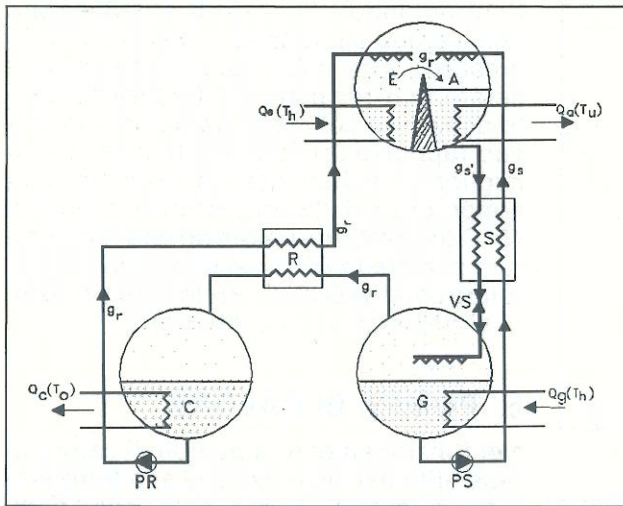
u = utilizzatore

Il rendimento exergetico è un indice significativo della bontà termodinamica dell'operazione effettuata.

Dei quattro parametri considerati,  $T_u$ ,  $Q_u$ , COP e  $\eta_{ex}$ , si è fornita una rappresentazione grafica, in funzione della temperatura dell'ambiente  $T_o$  e per diversi valori della temperatura della sorgente intermedia. I calcoli sono stati effettuati, per  $Q_u$ , COP e  $\eta_{ex}$ , utilizzando le formule (4), (5), (6), nelle quali sono stati introdotti, di volta in volta, i valori misurati delle grandezze termofisiche della sostanza in esame [10]. I grafici relativi a  $T_u$ , invece, dai diagrammi P-T-X delle diverse miscele, riportando su di essi i punti di funzionamento della macchina e tenendo conto delle relazioni (1), (2), (3).

## 3. TRASFORMATORE DI CALORE A SINGOLO STADIO

In figura 1 è riportato lo schema di funzionamento del trasformatore di calore a singolo stadio qui considerato. È prevista l'adozione di due recuperatori di calore: lo scambiatore S fra le soluzioni ricca e povera, presente in tutte le macchine ad

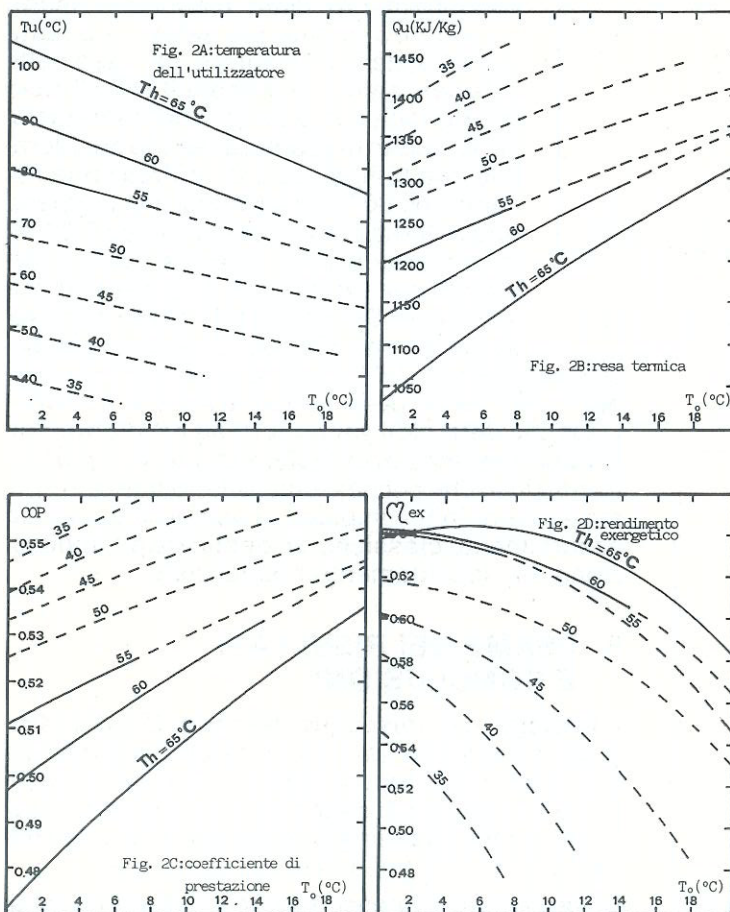


**figura 1**  
Schema di funzionamento di un trasformatore di calore a singolo stadio

assorbimento ed, inoltre, il recuperatore R, nel quale il liquido condensato si preriscalda a spese del vapore uscente dal generatore. Ricordiamo che il trasformatore di calore richiede, oltre alla pompa della soluzione PS presente nelle macchine ad assorbimento convenzionali, anche la pompa del refrigerante PR. L'energia richiesta per attivare il funzionamento di queste pompe, però, è fortunatamente assai modesta, e dell'ordine dello 0,1% dell'energia termica ceduta all'utilizzatore.

Nelle figure 2 e 3 sono illustrati i risultati relativi alle miscele ternarie con rapporto 2:1 e 3:1 fra le concentrazioni molari dei sali. La miscela con rapporto 1:2 è stata esclusa in quanto, nella maggior parte delle condizioni operative considerate, il ciclo di funzionamento sul piano P-T-X si avvicina troppo od interferiva con la linea di cristallizzazione.

Si può concludere, in base al confronto fra le figure 2 e 3, che la miscela con rapporto 2:1 è in grado di offrire le migliori prestazioni; inoltre detta miscela è anche preferibile per i più bassi valori della viscosità [10].



**figura 2**  
Prestazioni di un trasformatore di calore a singolo stadio operante con la miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (2:1)

#### 4. TRASFORMATORE DI CALORE A DOPPIO STADIO

Un trasformatore di calore a doppio stadio può presentare configurazioni differenti, sia per lo schema di flusso dei fluidi sia per la posizione degli scambiatori di recupero. Si è qui considerato il particolare schema in figura 4, già studiato in [4], cui si rimanda per il dettaglio dei bilanci termodinamici. Anche in questo caso sono presenti due pompe, PS e PR, le quali richiedono energia meccanica in quantità non superiore, comunque, al 2% del calore ceduto all'utilizzatore.

Il vantaggio del doppio stadio, come noto, è che si riesce ad innalzare la temperatura  $T_u$  di cessione del calore utile di alcune decine di gradi rispetto alla temperatura ottenibile con il singolo stadio; lo svantaggio del doppio stadio consiste in una forte diminuzione del COP che, orientativamente, può porsi eguale alla metà del COP del singolo stadio.

Nelle figure 5 e 6 sono illustrati risultati dei calcoli relativi alle miscele ternarie con rapporto 2:1 e 3:1 fra le concentrazioni molari dei sali. Anche in questo caso la miscela con rapporto 1:2 è stata esclusa perché, nella maggior parte delle condizioni operative, il ciclo di funzionamento interferisce con la curva di cristallizzazione.

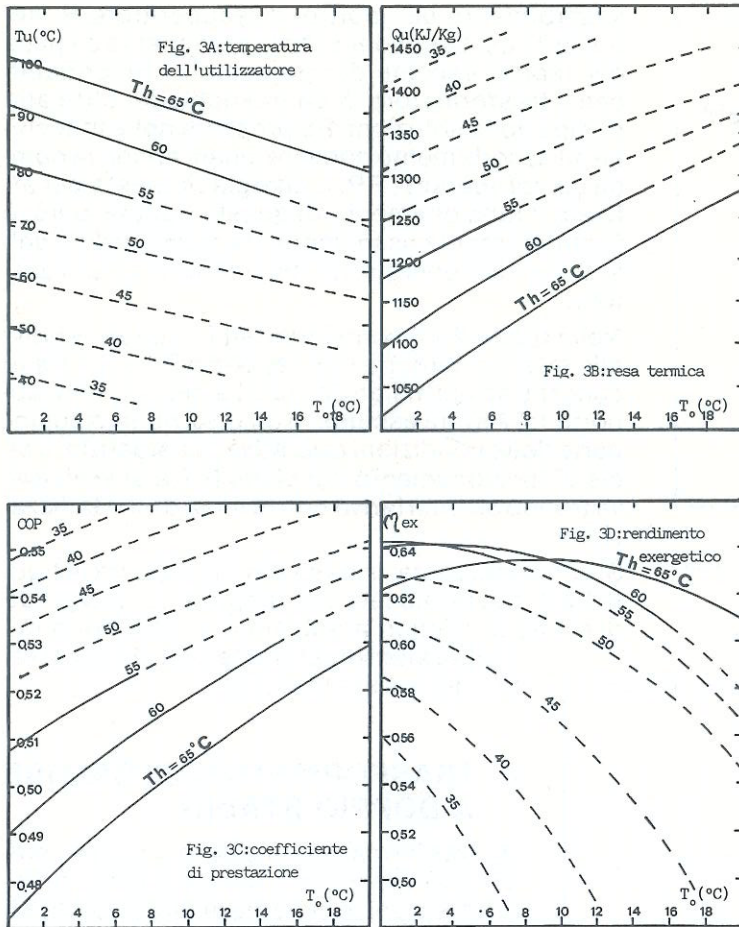


figura 3  
Prestazioni di un trasformatore di calore a singolo stadio operante con la miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (3:1)

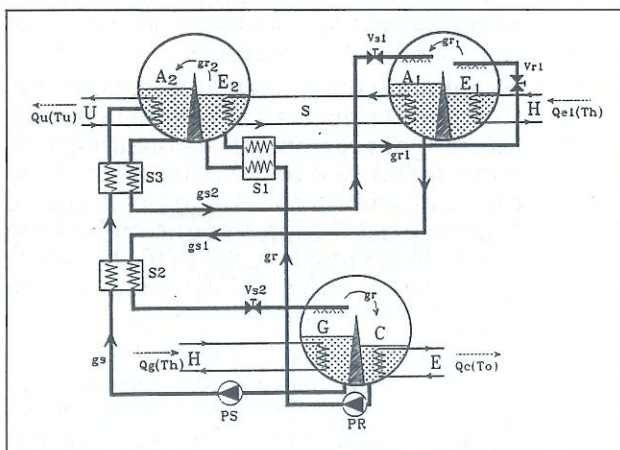


figura 4  
Schema di funzionamento di un trasformatore di calore a doppio stadio (4)

Confrontando le figure 5 e 6, si deduce che non c'è una sostanziale differenza fra le prestazioni ottenibili dalle miscele considerate; stavolta però, a differenza di quanto accadeva col monostadio, la miscela con rapporto 3:1 fornisce le prestazioni migliori: è sufficiente, ad esempio, una temperatura della sorgente intermedia di  $45^\circ\text{C}$  per produrre calore ad una temperatura di almeno  $75^\circ\text{C}$  nel campo di temperatura esterna  $0-10^\circ\text{C}$ . Per le altre situazioni si rinvia all'esame dei grafici.

### 5. POMPA DI CALORE

Nel funzionamento a pompa di calore la fase utile del ciclo avviene alla temperatura intermedia, che in questo caso è quella di condensatore e assorbitore, mentre viene fornita alla macchina un'ulteriore quantità di calore, ad alta temperatura, al generatore. Di conseguenza il campo di temperature nel quale si colloca il ciclo di funzionamento della macchina risulta considerevolmente più esteso e questa circostanza fa aumentare, nel caso delle soluzioni saline, la probabilità che il ciclo interferisca con la linea di cristallizzazione. Nel caso in esame, essendo desiderabile una temperatura di utilizzazione nel campo  $60-80^\circ\text{C}$  ed avendosi una temperatura esterna compresa nel campo  $0-20^\circ\text{C}$ , la temperatura della sorgente calda, effettuando una valutazione di larga massima (criterio di Stierlinm [14], risulta massima nel campo  $130-150^\circ\text{C}$ . Si sono pertanto

disegnati i cicli P-T-X per le sostanze in esame per i citati valori delle temperature e si è riscontrato che detti cicli vanno tutti ad interferire con le rispettive linee di cristallizzazione. Si è pertanto concluso che per nessuna delle sostanze in esame è proponibile l'impiego in pompe di calore ad assorbimento classiche, se destinate all'applicazione del riscaldamento residenziale.

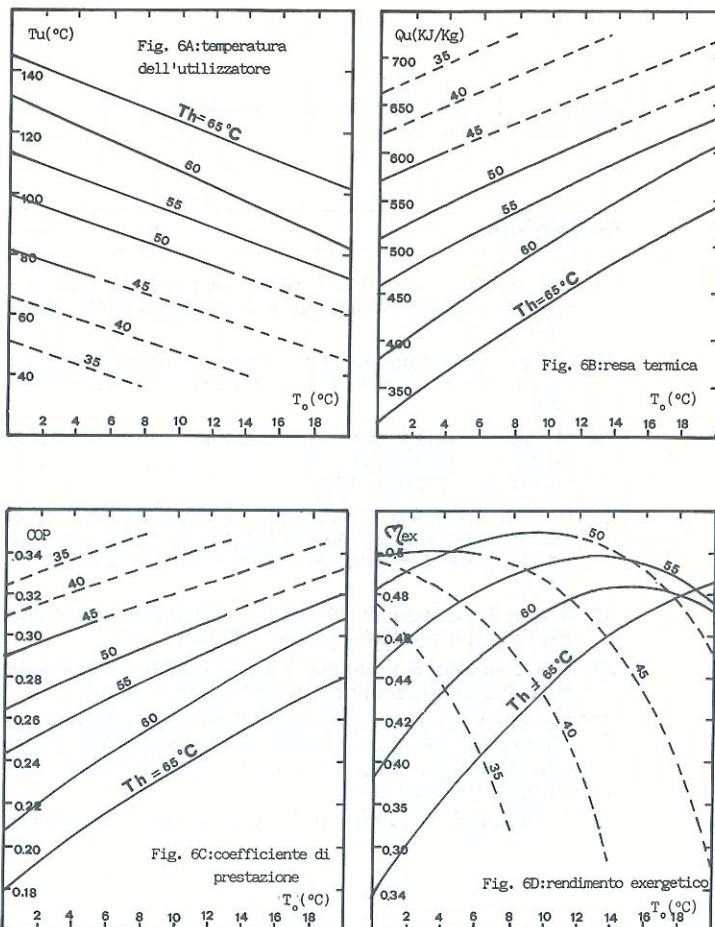
### 6. ESAME DEI RISULTATI E CONCLUSIONI

L'impiego del miscuglio ternario  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  è possibile nei trasformatori di calore, sia a singolo che a doppio stadio, mentre è proponibile per le pompe di calore ad assorbimento classiche, a causa dell'interferenza del ciclo di funzionamento con la linea di cristallizzazione.

Di particolare interesse appare il trasformatore di calore monostadio, funzionante con la miscela avente rapporto 2:1 fra le concentrazioni molari dei sali (fig. 2).

Dall'esame della figura 2 A si osserva come la temperatura disponibile all'utilizzatore vada diminuendo all'aumentare della temperatura esterna: questo fatto è assai positivo e testimonia la capacità di "autoregolazione" della macchina, assai importante in vista di un impiego pratico. Accettabile sembra essere l'andamento del rendimento exergetico, mentre meno soddisfacenti appaiono i valori previsti per il COP e per la resa termica. Si deve ricordare, tuttavia, che il trasformatore di calore utilizza cascami di calore come fonte primaria, dunque i valori di  $Q_u$  e del COP sono riferiti a quantità di calore in ingresso al sistema le quali, senza il trasformatore di calore, resterebbero inutilizzate.

Si sottolinea, infine, come l'impiego del trasformatore di calore nel riscaldamento residenziale sia fortemente auspicabile, specialmente nel recupero edilizio, eventualmente associato all'impiego di pannelli solari. Infatti il trasformatore di calore è una macchina termica che non produce inquinamento termico: essa opera una redistribuzione dei flussi di calore ai diversi livelli termici, senza



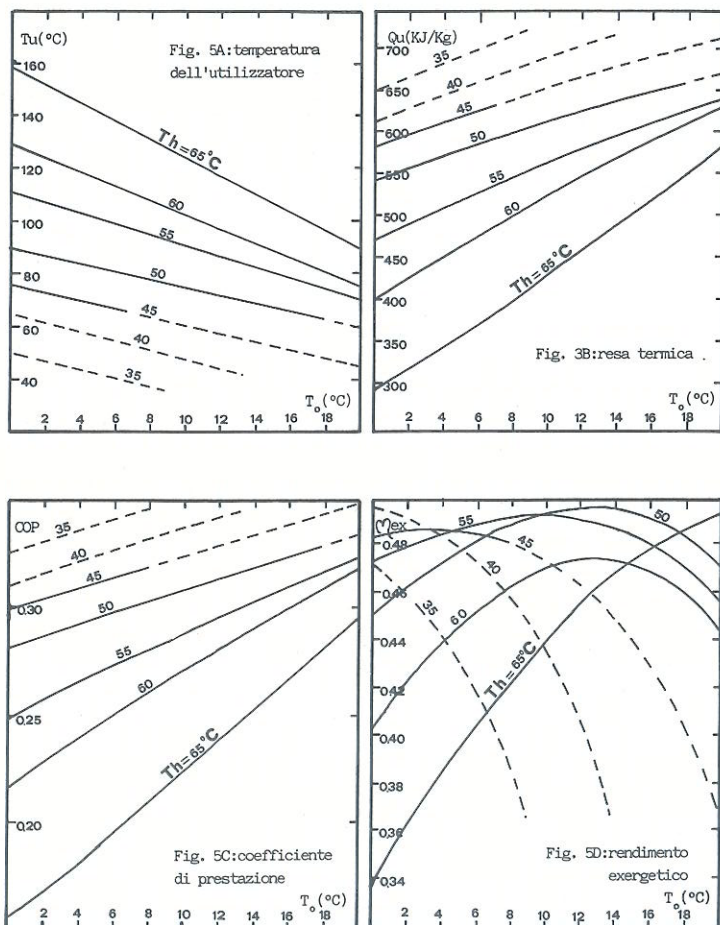
**figura 6** ▲  
Prestazioni di un trasformatore di calore a doppio stadio operante con la miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (3:1)

incrementare la quantità di calore globalmente dispersa nell'ambiente [3]. Pertanto il trasformatore di calore è la macchina di elezione allorché sia richiesto un impatto ambientale estremamente ridotto e si ritiene auspicabile che la particolare macchina qui proposta possa essere tecnicamente approfondita e sviluppata.

### RINGRAZIAMENTI

Il presente lavoro è stato eseguito con il contributo del Progetto Finalizzato Edilizia. Gli Autori ringraziano inoltre il Prof. Mauro Felli per i continui suggerimenti forniti.

◀ **figura 5**  
Prestazioni di un trasformatore di calore a doppio stadio operante con la miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (2:1)



---

## Bibliografia

---

- [1] Ministero dell'Ambiente: "Relazione sullo stato dell'ambiente", Istituto Poligrafico e Zecca dello Stato, Roma 1992
- [2] G. Moncada lo Giudice et Al.: "Nuovi fluidi per trasformatori di calore", C.N.R., P.F. Energetica, RF 87.02729.59, 1990
- [3] M. Felli: "Impiego del trasformatore di calore nel riscaldamento residenziale", Atti del Convegno Nazionale ALCARR, Roma, aprile 1989
- [4] M. Felli, F. Cotana, F. Asdrubali: "Design and Performances of a Two Stages Heat Transformer", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, agosto 1991
- [5] S. Ahr, B. Gaspersic: "Research on  $H_2O/LiBr$  absorption heat pump/transformer cycle", ibidem
- [6] J. W. J. Bouma, P. F. Jansen, J. E. Van Buuren: "Large-scale Heat Transformers in the Netherlands", ibidem
- [7] M. Felli, F. Cotana: "La nuova stazione di misura di proprietà termofisiche dell'Istituto di Energetica dell'Università di Perugia", Rapp. n. 1, C.N.R. Progetto Finalizzato Edilizia, Perugia 1991
- [8] F. Asdrubali, C. Buratti, F. Cotana, M. Felli: "Alcune proprietà termofisiche delle soluzioni di Acqua e Xilitolo", Rapp. n. 2, C.N.R., Progetto Finalizzato Edilizia, Perugia 1991
- [9] G. Moncada lo Giudice, F. Asdrubali, C. Buratti: "Misura di alcune proprietà fisiche della soluzione Alcool Metilico-Cloruro di Calcio", 46° Congresso Nazionale ATI, Gaeta, settembre 1991
- [10] M. Felli, F. Cotana, C. Buratti: "Fluids for Absorption Machines: Experimental Data and Working Performances", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, agosto 1991
- [11] M. Felli, F. Cotana, C. Buratti: "Solar Heat Transformation Alternatives", Cairo Third International Conference on Renewable Energy Sources, Il Cairo, 30 dicembre 1992-2 gennaio 1993
- [12] Legge 30/04/1976, n. 373: "Norme per il contenimento del consumo energetico per usi termici negli edifici", G.U. n. 148 del 07/06/1976
- [13] D.P.R. 28/06/1977, n. 1052: "Regolamento di attuazione alla Legge 30 aprile 1976 n. 373, relativa al consumo energetico per usi termici negli edifici", G.U. n. 36 del 06/02/1978
- [14] Stierlin, H.: "Beitrag zur theorie der Absorptions Kaltemaschine", Kaltetchnik, vol. 16, 1964, p. 264-270