



51° CONGRESSO ATI

Associazione Termotecnica Italiana

ATTI

Udine, 16/20 Settembre 1996

Estratto

VOL. I

SEI EDITORIALI
PADOVA

OTTIMIZZAZIONE EXERGETICA DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA AD ASSORBIMENTO

F. Asdrubali¹ - C. Buratti¹ - A. Milone²

¹ Istituto di Energetica - Università di Perugia - Perugia

² Dipartimento di Energetica e Applicazioni di Fisica - Università di Palermo - Palermo

SOMMARIO

L'ottimizzazione delle prestazioni di sistemi ad assorbimento viene effettuata mediante un'analisi in tempo finito: la funzione che viene ottimizzata non è il C.O.P. della macchina, ma l'exergia in uscita per unità di tempo. Ad esempio, in una macchina frigorifera ad assorbimento convenzionale, la quantità ottimizzata è il flusso di exergia scambiato con la sorgente a bassa temperatura W_e ; esso ha un massimo, per una macchina assegnata e con temperature dell'ambiente e della sorgente calda fissate, al variare della differenza tra le temperature della sorgente calda e del generatore della macchina ΔT_g .

Nel presente lavoro si è valutato, con riferimento ad una macchina frigorifera ad assorbimento convenzionale, operante con la soluzione Acqua-Bromuro di Litio, il flusso exergetico in uscita all'evaporatore W_e , in funzione della differenza di temperatura ΔT_g e si sono individuati i valori di ΔT_g per cui W_e è massimo.

Si è inoltre effettuata un'analisi entropica del processo, il quale è stato confrontato con un processo completamente dissipativo, in cui la quantità di calore Q_g fornita al generatore della macchina frigorifera è completamente riversata nell'ambiente. Dal confronto si evince che la differenza di entropia tra i due processi è massima proprio in corrispondenza del valore di ΔT_g per il quale si ha il massimo di W_e ; la macchina si trova infatti nelle condizioni di funzionamento di minima irreversibilità.

1. INTRODUZIONE

L'analisi termodinamica in tempo finito [1], [2] è stata applicata recentemente anche ai sistemi ad assorbimento [3], senza considerare, però, i legami che le proprietà termodinamiche del fluido di lavoro impongono alle temperature delle sorgenti di calore con cui la macchina interagisce [4]. Quindi, considerando le tre temperature delle sorgenti con le quali una macchina ad assorbimento scambia calore come variabili indipendenti, si ottiene che i metodi di analisi termodinamica in tempo finito forniscono gli stessi criteri di funzionamento ottimale delle normali macchine termiche [1], [3], [5].

Si consideri, ad esempio, una macchina frigorifera ad assorbimento, nella quale si mantengono fissi il fluido di lavoro, la struttura e le dimensioni della macchina, le temperature

delle sorgenti che scambiano calore con il generatore, il condensatore e l'assorbitore e si aumenti la potenza, e quindi i salti termici tra il fluido di lavoro e le sorgenti: la temperatura dell'evaporatore non può essere fissata ad arbitrio, ma varia in funzione della potenza della macchina, fino a diventare uguale a quella dell'ambiente. In queste condizioni la potenza è massima ma, certamente, la macchina non è più di alcuna utilità.

Non ha pertanto senso, per i sistemi ad assorbimento, identificare le condizioni di funzionamento ottimale con quelle di massima potenza; per ottimizzare le prestazioni di questi sistemi è invece opportuno proporre di massimizzare la potenza exergetica fornita dalla macchina, dato che questa grandezza tiene conto sia del flusso energetico che della temperatura a cui tale flusso è associato. Ad esempio, per una macchina frigorifera, la quantità da rendere massima è la seguente:

$$W_e = Q_c \left(\frac{T_0}{T_c} - 1 \right) \quad (1)$$

dove T_e è la temperatura del refrigerante nell'evaporatore e dipende dalle temperature delle sorgenti esterne, dalle portate dei fluidi intermediari, dalla potenza e, in generale, dalla struttura della macchina.

2. RELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO

Per mostrare come la (1) dipenda dalle grandezze di processo, consideriamo una macchina frigorifera a un solo stadio senza rettificatore, nella quale le quantità di calore scambiata nei vari componenti per unità di massa di refrigerante in circolo sono le seguenti [6], [7]:

$$q_c = r(T_c) + c_{ri}(T_c - T_c) \quad (2)$$

$$q_c = r(T_c) + c_{rv}(T_{gu} - T_c) \quad (3)$$

$$q_a = r(T_{au}) + q_d + (1 - \varepsilon_s)(F - 1)c_s(X_g)(T_{gu} - T_{au}) - c_{rv}(T_{au} - T_c) \quad (4)$$

$$q_g = r(T_{gi}) + q_d + Fc_s(X_a)(T_{gi} - T_{au}) + (F - 1)c_s(X_g)(T_{gu} - T_{gi}) - (F - 1)c_s(X_g)\varepsilon_s(T_{gu} - T_{au}) \quad (5)$$

La potenza termica scambiata nel generatore sarà data da:

$$Q_g = \varepsilon_g C_g \Delta T_g \quad (6)$$

dove:

$$\Delta T_g = T_{g0} - T_{gi}$$

Quindi la quantità di vapore prodotto nel generatore nell'unità di tempo è:

$$m_v = \frac{Q_g}{q_g} = \frac{1}{q_g} \varepsilon_g C_g \Delta T_g \quad (7)$$

Le potenze termiche scambiate negli altri componenti della macchina sono date da:

$$Q_c = \varepsilon_c C_c \Delta T_c = m_v q_c = \frac{q_c}{q_g} \varepsilon_g C_g \Delta T_g \quad (8)$$

$$Q_c = \varepsilon_c C_c \Delta T_c = m_v q_c = \frac{q_c}{q_g} \varepsilon_g C_g \Delta T_g \quad (9)$$

$$Q_a = \varepsilon_a C_a \Delta T_a = m_v q_a = \frac{q_a}{q_g} \varepsilon_g C_g \Delta T_g \quad (10)$$

Come si vede dalle (8) - (10), tutte le differenze tra le temperature di ingresso del fluido di lavoro negli scambiatori e le temperature dei fluidi intermediari sono funzioni della sola ΔT_g , se le portate e le efficienze sono assegnate, e se è possibile assumere che i rapporti q_c/q_g , q_c/q_g e q_a/q_g dipendono poco dalle temperature.

La temperatura di evaporazione T_e è funzione delle temperature del fluido di lavoro nel condensatore, assorbitore e generatore, determinabile univocamente quando siano noti il diagramma P-T-X o la corrispondente equazione di stato della soluzione.

Quindi, una volta assegnate la temperatura di ingresso dei fluidi intermediari nel generatore T_{g0} e nel condensatore e assorbitore T_{c0} , la T_e è funzione di uno solo dei salti termici, ad esempio ΔT_g , così come Q_e ; in definitiva, se le portate, le efficienze e le temperature T_{g0} e T_{c0} sono assegnate, la (1) è funzione di una sola variabile, che assumeremo sia ΔT_g . E' possibile pertanto valutare il massimo di questa funzione e la sua dipendenza dalle variabili di processo.

3. RISULTATI

Si è considerata una macchina frigorifera monostadio ad Acqua-Bromuro di Litio e si è supposto che in ogni componente il fluido intermediario sia acqua con portate pari a 7 Kg/s; la portata di ricircolo tra generatore e assorbitore sia di 0.8 Kg/s; le efficienze degli scambiatori si sono tutte poste pari a 0.7; l'acqua raffredda in parallelo il condensatore e l'assorbitore, la temperatura ambiente T_0 è stata posta pari a 298.16 K. Per le proprietà termodinamiche della soluzione si è fatto riferimento ai dati di Mc Neely [8].

Nella fig. 1 sono mostrati gli andamenti del flusso exergetico all'evaporatore (1), in funzione di ΔT_g , per diversi valori di T_{g0} e per $T_{c0}=298,16$ K. In fig. 2 sono riportati i corrispondenti andamenti della temperatura di evaporazione T_e ; sia la posizione del massimo che i valori di T_e non dipendono dalle caratteristiche dell'utenza, cioè della sorgente da raffreddare; in effetti la (1) rappresenta il flusso exergetico fornito a un'utenza ideale, che è in grado di scambiare calore, reversibilmente, alla temperatura minima possibile, cioè T_e .

Una funzione che tiene conto delle caratteristiche dell'utenza potrebbe essere la seguente:

$$W_{el} = Q_e \left(\frac{T_0}{T_c + \Delta T_e} - 1 \right) \quad (11)$$

dove ΔT_e è la differenza tra la temperatura del fluido intermediario proveniente dall'utenza e la temperatura del refrigerante nell'evaporatore. In fig. 3 sono mostrati gli andamenti della

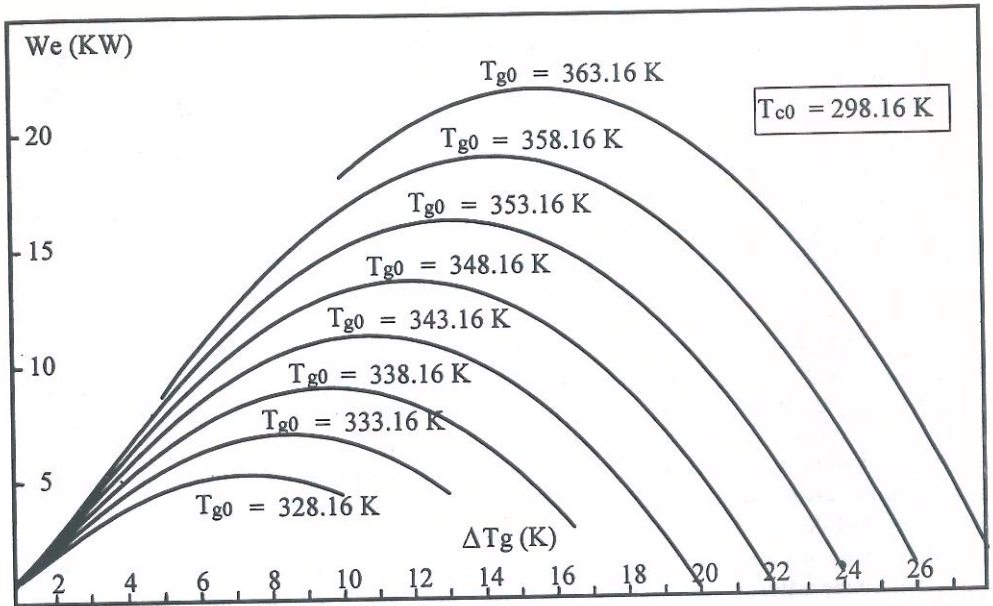


Fig. 1 - Andamento del flusso exergetico all'evaporatore We in funzione di ΔT_g , per diversi valori di T_{g0}

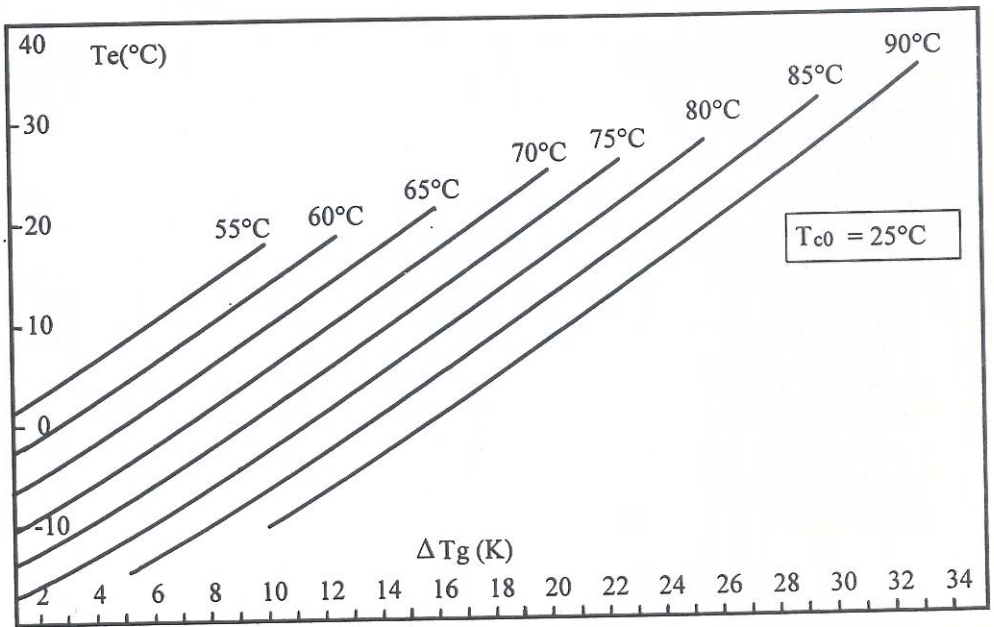


Fig. 2 - Andamento della temperatura all'evaporatore T_e , in funzione di ΔT_g , per diversi valori di T_{g0}

W_{e1} , supponendo che ε_e e C_e siano uguali a quelle degli altri componenti: com'era da aspettarsi, i suoi massimi corrispondono a ΔT_g minori di quelli di per i quali W_e è massimo.

Nelle fig. 4 e 5 sono riportati, rispettivamente, gli andamenti di W_e e di $T_{e,}$ in funzione di ΔT_g , per $T_{g0}=358.16$ K e per diversi valori di T_{c0} .

Come si evince dalle (7) - (10) i valori di T_e e dei ΔT_g ottimali non dipendono dai valori delle portate dei fluidi, ma solo dai loro rapporti, e quindi nemmeno dal valore assoluto delle potenze termiche, ma solo da ΔT_g ; quindi, se si moltiplicano tutte le portate per uno stesso fattore, la potenza risulta altrettanto amplificata, ma i valori di T_e e ΔT_g corrispondenti al massimo di W_e restano inalterati. La fig. 6 mostra invece gli effetti delle variazioni dei rapporti tra le portate; in particolare si è fatta variare la portata di ricircolo della soluzione G_s , all'aumentare della quale il massimo di W_e si ha per valori decrescenti di ΔT_g .

In fig. 7 è riportato infine l'andamento di T_{eopt} in funzione di T_{g0} , dove T_{eopt} è il valore di T_e per il quale W_e è massimo; la differenza tra T_{g0} e T_{eopt} dipende da T_{c0} e dalla struttura della macchina (efficienze degli scambiatori, rapporti tra le loro dimensioni), ma non dal valore della sua potenza.

4. ANALISI ENTROPICA E CONCLUSIONI

Può essere interessante considerare l'andamento dell'entropia generata nell'unità di tempo; se la temperatura della sorgente che raffredda il condensatore e l'assorbitore è uguale a T_0 , essa è data da:

$$\sigma = \left[Q_g \left(1 - \frac{T_0}{T_{g0}} \right) - Q_c \left(\frac{T_0}{T_c} - 1 \right) \right] \frac{1}{T_0} = (W_g - W_e) \frac{1}{T_0} \quad (12)$$

Nella fig. 8 è riportato l'andamento di σ in funzione di ΔT_g , insieme a una retta che rappresenta l'andamento di W_g/T_0 , ossia l'entropia che sarebbe generata se la quantità di calore Q_g fosse ceduta direttamente all'ambiente, come se il processo si svolgesse in modo completamente dissipativo.

Dato che $\sigma=0$ per $\Delta T_g=0$, si ha che per il valore di ΔT_{gopt} , ossia in corrispondenza del massimo di W_e , la differenza tra l'entropia generata dal processo e quella che si produrrebbe se la stessa Q_g fosse direttamente dissipata, è massimo in valore assoluto, e poi diminuisce fino a diventare zero quando $T_e=T_0$. La $d\sigma/d(\Delta T_g)$ esprime la pendenza della curve nel piano di fig. 8; essa è minore del valore che avrebbe se il processo fosse completamente dissipativo prima del massimo di W_e , e maggiore dopo tale massimo.

Anche alla luce dell'analisi entropica, pertanto, le condizioni di funzionamento individuate dal massimo di W_e , cioè i salti termici e il valore di T_e corrispondenti, sembrano fornire una razionale ottimizzazione del sistema considerato; si può inoltre osservare che i ΔT_{gopt} sono prossimi ai valori riscontrati nei sistemi ad assorbimento commerciali [9].

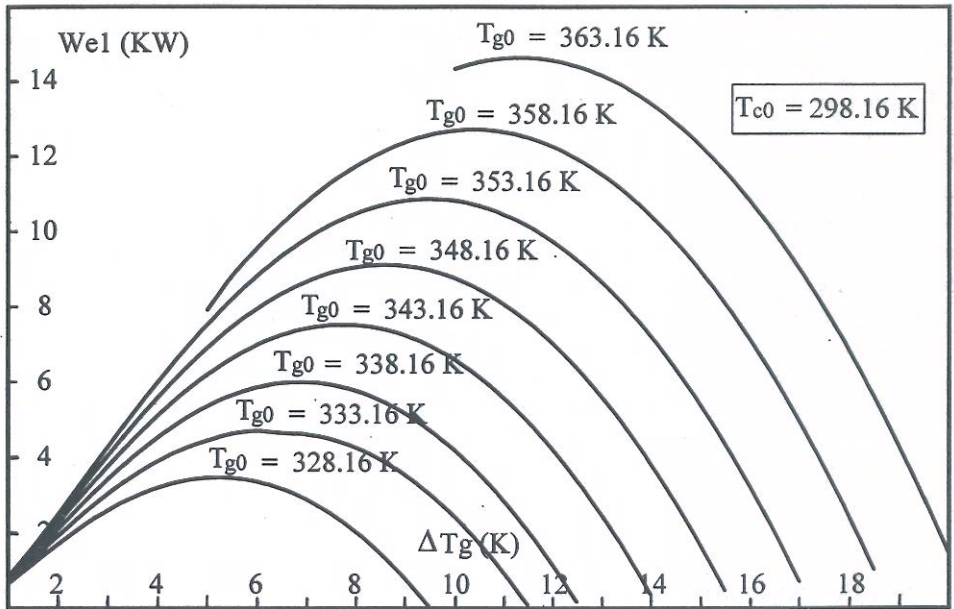


Fig. 3 - Andamento del flusso exergetico W_{e1} all'evaporatore, in funzione di ΔT_g , per diversi valori di T_{g0}

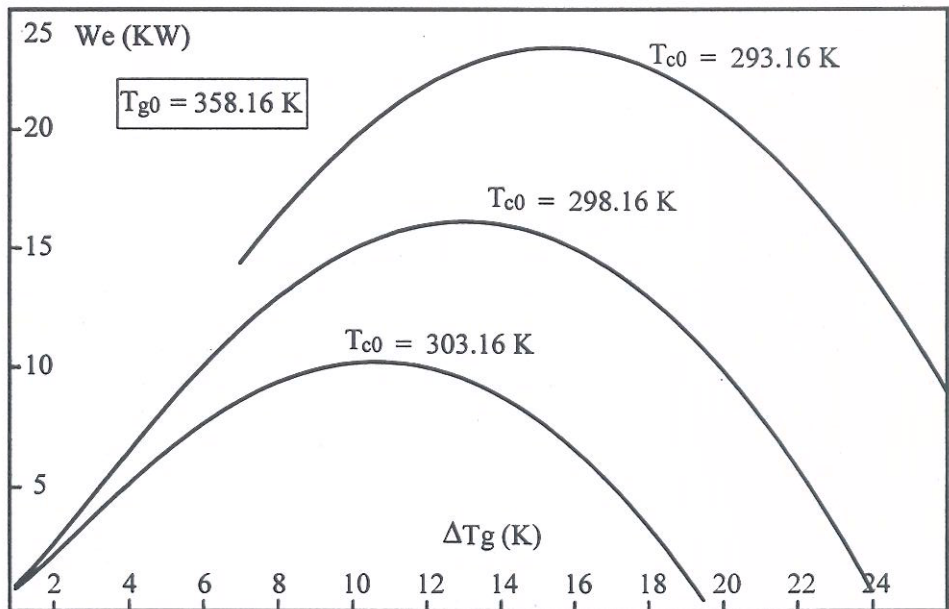


Fig. 4 - Andamento del flusso exergetico W_e all'evaporatore, in funzione di ΔT_g , per diversi valori di T_{c0}

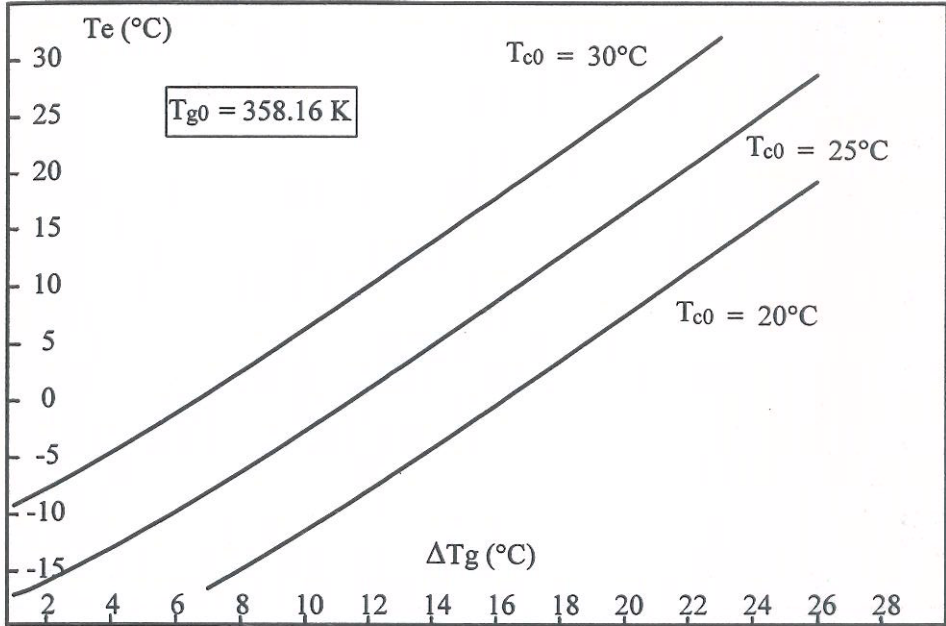


Fig. 5 - Andamento della temperatura all'evaporatore T_e , in funzione di ΔT_g , per diversi valori di T_{c0}

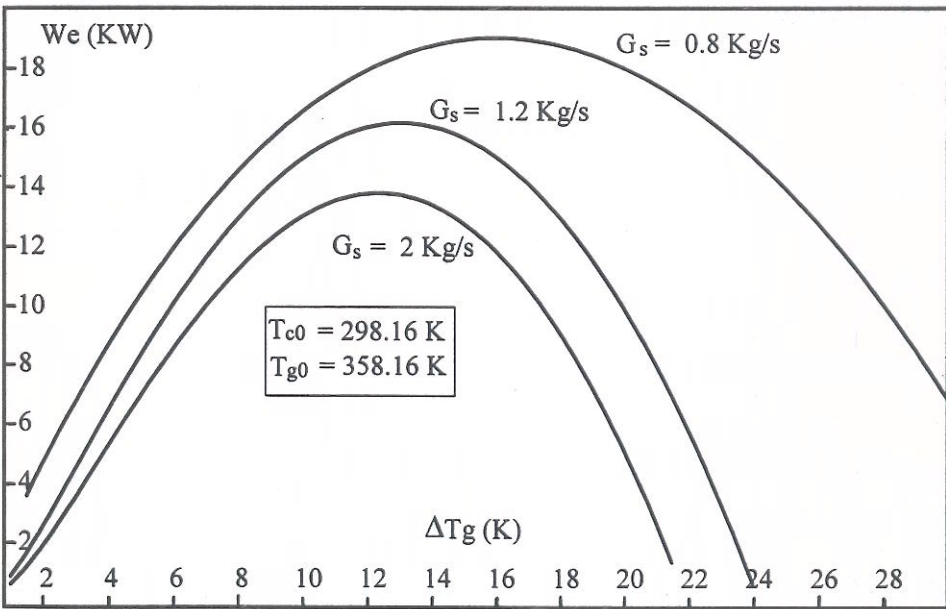


Fig. 6 - Andamento del flusso exergetico W_e all'evaporatore, in funzione di ΔT_g , per diversi valori di G_s

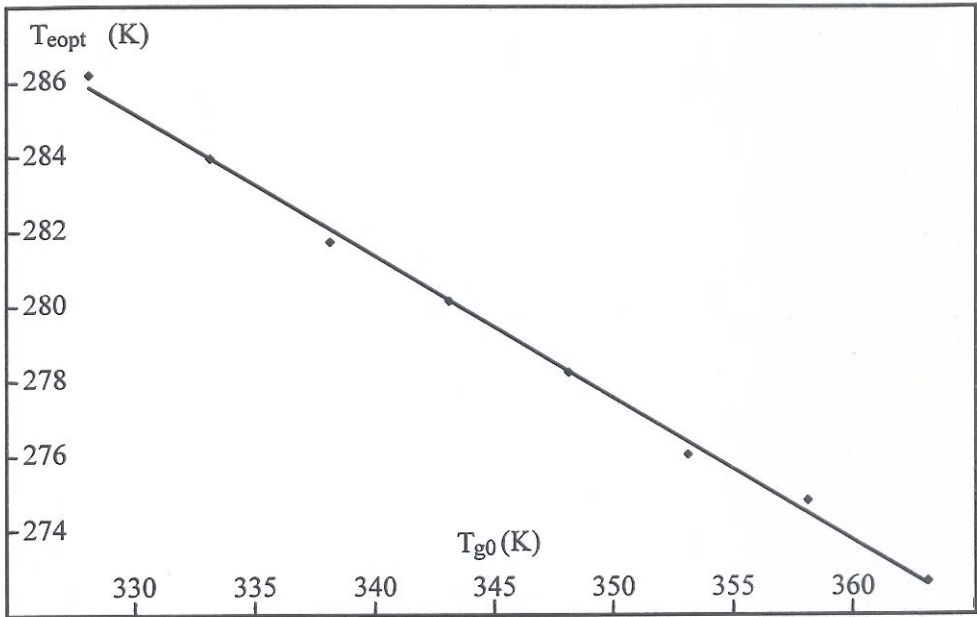


Fig. 7 - Andamento della temperatura di evaporazione T_{eopt} in corrispondenza della quale W_e è massimo, in funzione di T_{g0} .

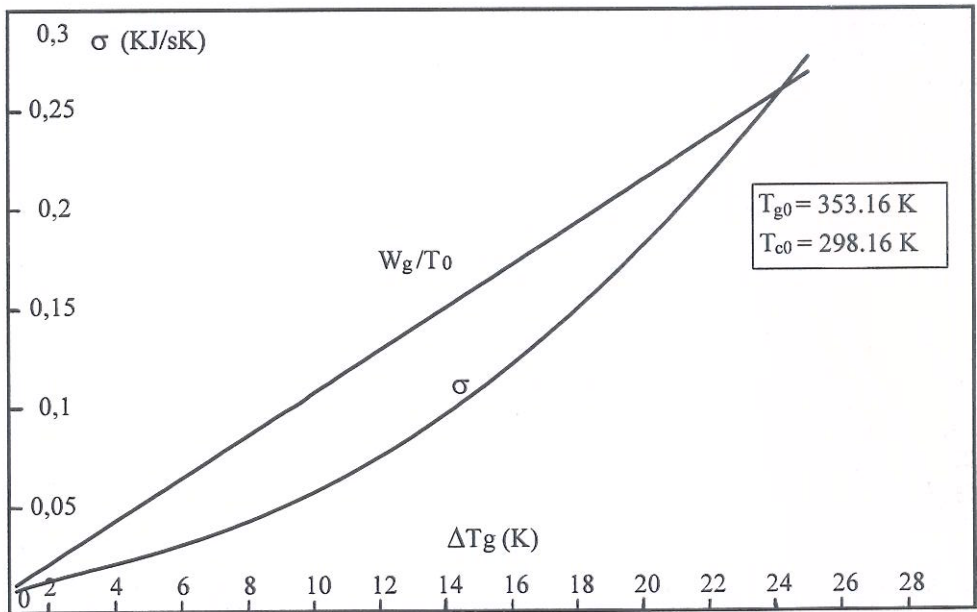


Fig. 8 - Andamento dell'entropia σ generata nella macchina frigorifera e dell'entropia W_g/T_0 che sarebbe generata se il processo fosse completamente dissipativo, in funzione di ΔT_g .

5. LISTA DEI SIMBOLI

- c = calore specifico (KJ/Kg K)
 C = capacità termica (KJ/K)
 F = portata di soluzione per unità di massa di refrigerante in circolo
 G_s = portata di soluzione di ricircolo (Kg/s)
 m_v = portata di vapore prodotto nel generatore per unità di tempo
 q = quantità di calore per unità di massa (KJ/Kg)
 Q = potenza termica (KW)
 q_d = calore differenziale di soluzione (KJ/Kg)
 r = calore di trasformazione (KJ/Kg)
 T = temperatura ($^{\circ}\text{C}$, K)
 W_e = flusso exergetico all'evaporatore, calcolato per $T = T_e$ (KW)
 W_{e1} = flusso exergetico all'evaporatore, calcolato per $T = T_e + \Delta T_e$ (KW)
 X = concentrazione in massa (%)
 ε = efficienza degli scambiatori di calore
 σ = entropia (KJ/Ks)

Pedici:

- a = assorbitore
 c = condensatore
 $c0$ = sorgente di raffreddamento di assorbitore e condensatore
 e = evaporatore
 g = generatore
 $g0$ = sorgente calda
 i = ingresso
 l = liquido
 opt = ottimale
 r = refrigerante
 s = soluzione
 u = uscita
 v = vapore
 0 = ambiente

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Curzon F.L., Ahlborn B. (1975): "Efficiency of a Carnot engine at maximum power output", Am. J. Phys. 43, p. 22.
 [2] Bejan A.: "Advanced Engineering Thermodynamics", (1988), Wiley, New York
 [3] Wijesundera N.E. (1995): "Analysis of the ideal absorption cycle with external heat transfer irreversibilities", Energy, 20, p. 123.
 [4] Felli M., Galli G. (1983): "The degrees of freedom of absorption systems" 16th International Congress of Refrigeration, Sept. 1983, Paris.
 [5] Chen W.Z., Sun F.R., Cheng S.M., Chen L.G. (1995): "Study on optimal performance and working temperatures of endoreversible forward and reverse Carnot cycles" Int. J. En. Res., 19, p. 751.

- [6] Felli M., Cotana F., Asdrubali F. (1991): "Design and Performances of a Two Stages Heat Transformer". 18th International Congress of Refrigeration, August 1991, Montreal.
- [7] Felli M., Cotana F., Buratti C. (1991): "Fluids for Absorption Machines: Experimental Data and Working Performances". 18th International Congress of Refrigeration, August 1991, Montreal.
- [8] Mc Neely L.A. (1979): "Thermodynamic properties of aqueous solutions of Lithium Bromide", ASHRAE Trans., 85, I, p. 413.
- [9] Carrier Corporation (1996): "Prodotti e sistemi per la climatizzazione centralizzata".

ABSTRACT

An optimization of absorption machines performances is carried out by a finite time technique: the function which is maximized is not the C.O.P. of the engine, but the exergy output per unit time. For instance, in a simple refrigerating machine, the optimized quantity will be the exergy flux per unit time W_e exchanged with the low-temperature source. The flux has a maximum, for a given engine with given exchange surfaces, mass flow rates and working fluid, and with fixed hot and environment sources temperatures, when the temperature difference between the hot source and the solution in the generator ΔT_g is varied.

In the present paper the exergy flux W_e , as a function of the temperature difference ΔT_g , has been calculated for a conventional refrigerating machine, operating with Water-Lithium Bromide, and the values of ΔT_g , corresponding to the maximum values of W_e have been identified.

The work is completed by an entropic analysis of the process; the results of the optimization analysis show a good accordance with the typical working conditions of commercial engines.