



Ricerca di Sistema elettrico

Recupero energetico del calore al gas-cooler di HP ad R744: studio di caratterizzazione del ciclo e valutazione delle potenzialità di aumento del COP

M. Pieve, G. Boccardi, R. Trinchieri

RECUPERO ENERGETICO DEL CALORE AL GAS-COOLER DI HP AD R744: STUDIO DI CARATTERIZZAZIONE DEL CICLO E VALUTAZIONE DELLE POTENZIALITÀ DI AUMENTO DEL COP

M. Pieve, G. Boccardi, R. Trinchieri (ENEA)

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia

Obiettivo b.4: Ottimizzazione del ciclo a pressioni corrispondenti a Tout gas cooler di HP ad R744 utili per cicli di recupero energetico

Responsabile del Progetto: Gino Boccardi, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E DEI RISULTATI	6
2.1 FONDAMENTI TEORICI DELLE MACCHINE INVERSE	6
2.2 IL CICLO INVERSO A COMPRESSIONE DI VAPORE.....	7
2.3 L'ANIDRIDE CARBONICA COME FLUIDO REFRIGERANTE.....	10
2.4 IL CICLO INVERSO TRANSCRITICO AD ANIDRIDE CARBONICA.....	14
2.4.1 <i>Il rendimento isoentropico di compressione</i>	17
2.4.2 <i>Correlazioni per la determinazione del rendimento di compressione</i>	18
2.4.3 <i>L'andamento del coefficiente di effetto utile (COP_f)</i>	20
2.4.4 <i>La pressione ottimale per massimizzare il COP_f</i>	22
2.4.5 <i>Lo sfruttamento del calore al gas cooler</i>	24
2.4.6 <i>Studio dell'incremento della potenza frigorifera con una macchina ad assorbimento</i>	26
2.4.7 <i>Considerazioni sullo scambio termico nel recupero del calore al gas-cooler</i>	31
3 CONCLUSIONI E SVILUPPI.....	32
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	32
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	33

Sommario

Questo rapporto tecnico analizza le possibilità di recupero termico da impianti di produzione del freddo (refrigerazione o climatizzazione) operanti con l'anidride carbonica come fluido di lavoro, per i quali si rendono disponibili quantità di calore non trascurabili con temperature utili in alcuni casi ad alimentare cicli attivati termicamente, come i cicli ad assorbimento per la produzione di freddo.

Dopo aver richiamato le basi termodinamiche del funzionamento delle macchine inverse ideali (ciclo di Carnot), facendo riferimento al principale indice di prestazione per valutarne le prestazioni, (COP), si indicano le differenze presenti nella pratica per realizzare un ciclo inverso e si riportano le principali fonti di irreversibilità che caratterizzano i cicli reali.

La trattazione prosegue analizzando singolarmente le proprietà termodinamiche dell'anidride carbonica, ripercorrendo la storia del suo impiego come fluido refrigerante ed evidenziando vantaggi e svantaggi rispetto ad altri fluidi refrigeranti adatti per le stesse applicazioni.

La parte centrale del rapporto è dedicata alla caratterizzazione del ciclo inverso transcritico a CO₂, nel quale la fase di condensazione è sostituita da un raffreddamento a temperatura variabile in un apposito scambiatore detto gas cooler. Questa differenza, rispetto ai cicli tradizionali a compressione di vapore subcritici, implica la necessità del controllo della pressione al gas cooler, poiché la pressione all'ingresso della valvola di laminazione determina la capacità frigorifera specifica all'evaporatore. Viene evidenziato che nel ciclo transcritico il coefficiente di prestazione COP della macchina ha un andamento, in funzione della pressione al gas cooler, con un massimo, poiché la potenza necessaria per la compressione e la potenza frigorifera crescono con velocità diverse.

Nel calcolo del COP, ricavato tramite apposito modello sviluppato per la simulazione del ciclo, un ruolo importante è svolto dal rendimento di compressione, che misura l'entità dello scostamento della fase di compressione dalle condizioni ideali di trasformazione adiabatica reversibile. Nel rapporto tecnico uno specifico paragrafo approfondisce questo argomento, richiamando e confrontando tra loro i due approcci usualmente seguiti nella letteratura tecnica per calcolare il rendimento e la sua influenza sulla temperatura di uscita dal compressore e sul COP stesso. Nel modello di simulazione del ciclo si utilizza una correlazione polinomiale in funzione del rapporto di compressione, ricavata in base ai dati di un compressore commerciale e valida per l'intervallo di temperature di evaporazione di interesse con un errore massimo del 2,4%.

Una delle variabili su cui si concentra l'attenzione è la temperatura di uscita della CO₂ dal compressore, ovvero quella massima del ciclo, che in alcuni casi può superare i 100 °C. Con uno studio parametrico è stata evidenziata la sua dipendenza dalle condizioni di ingresso nel compressore, ovvero dalla temperatura di evaporazione (variabile tra -10 °C e 10 °C), dalla pressione al gas cooler (variabile tra 74 bar e 120 bar) e dal rendimento di compressione. Per analizzare le possibilità effettive di recupero termico dal fluido all'uscita dal compressore è stata considerata anche l'entalpia disponibile nel fluido, osservando la forma particolare della curva dell'entalpia in funzione della pressione al gas cooler, $h(p_{gc})$, tale che il recupero è opportuno per pressioni superiori ad un valore per il quale essa cambia andamento, con un ginocchio più o meno pronunciato a seconda della temperatura minima di uscita (variabile tra 30 °C e 45 °C).

Un'applicazione importante del recupero termico è quella di impiegare l'energia a disposizione nella CO₂ all'uscita per alimentare una macchina frigorifera ad assorbimento. Sono state calcolate le prestazioni di una macchina risultante dall'accoppiamento di un ciclo inverso transcritico a CO₂ con una macchina frigorifera ad assorbimento avente prestazioni fissate con valori conservativi, in modo da ricavare indicazioni di massima sull'aumento di COP (in modalità di funzionamento frigo) che si può conseguire ipotizzando che la potenza frigorifera prodotta dal sistema ad assorbimento si sommi con quella del ciclo base. È stata fissata una temperatura minima di 75 °C per lo sfruttamento del calore dell'anidride carbonica e, con un COP della macchina ad assorbimento di 0,6, è stato calcolato l'aumento del COP complessivo in funzione delle condizioni di funzionamento del sistema: temperatura di evaporazione, variabile tra -10 °C e 10 °C e temperatura minima della CO₂ prima dell'invio alla valvola di laminazione, compresa tra 30 °C e

45 °C. Il modello di calcolo ha consentito di ricavare innanzitutto una correlazione tra la temperatura di evaporazione e la pressione minima al gas cooler per avere un guadagno di COP rispetto al ciclo base, ed anche una mappa con le curve a guadagno percentuale costante, con cui individuare immediatamente l'aumento di COP, rispetto a quello massimo del ciclo base, in funzione delle temperature all'evaporatore e all'uscita dal gas cooler.

In chiusura del rapporto è stato fatto cenno alle condizioni che regolano lo scambio termico nel recupero del calore al gas cooler. In particolare, è stata esaminata la relazione tra l'entalpia disponibile e la possibilità di sfruttarla, attraverso il diagramma T-h, che descrive il profilo del recupero termico nello scambiatore di calore deputato a questo scopo. È stato evidenziato il legame tra la pendenza di tale curva e il valore del calore specifico, e l'influenza che quest'ultimo ha sulla possibilità di buon accoppiamento (in termini di irreversibilità per la differenza finita di temperatura), tra il profilo di raffreddamento della CO₂ e quello di riscaldamento di un fluido di recupero a calore specifico costante.

1 Introduzione

L'attività descritta nel presente rapporto si inquadra all'interno del Progetto D.4 "Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia", avente per obiettivo quello di contribuire allo sviluppo e diffusione di impianti di conversione di energia di piccola taglia che utilizzino fonti di energia rinnovabile o cascami termici. Con riferimento all'obiettivo b.4 "Ottimizzazione del ciclo a pressioni corrispondenti a Tout gas cooler di HP ad R744 utili per cicli di recupero energetico", il documento riporta gli esiti di uno studio preliminare avente come scopo la valutazione delle potenzialità di recupero termico del calore allo scarico del compressore delle pompe di calore a CO₂. Tale disponibilità era già emersa nell'ambito di un precedente studio di applicazione ad un processo di pastorizzazione (cfr. RdS/2012/128), ma viene qui studiata ed approfondita separatamente per determinarne gli attuali limiti e i margini di miglioramento.

2 Descrizione delle attività svolte e dei risultati

2.1 Fondamenti teorici delle macchine inverse

Nell'analisi delle macchine frigorifere e delle pompe di calore, i cicli termodinamici di riferimento sono detti cicli inversi, per distinguerli da quelli diretti, utilizzati per trasformare in lavoro meccanico parte del calore ricevuto da un sistema termodinamico. In generale, una macchina inversa (Figura 1) è un dispositivo atto a trasferire calore da un sistema a bassa temperatura ad un altro a temperatura superiore a spese di energia introdotta nella macchina [1].

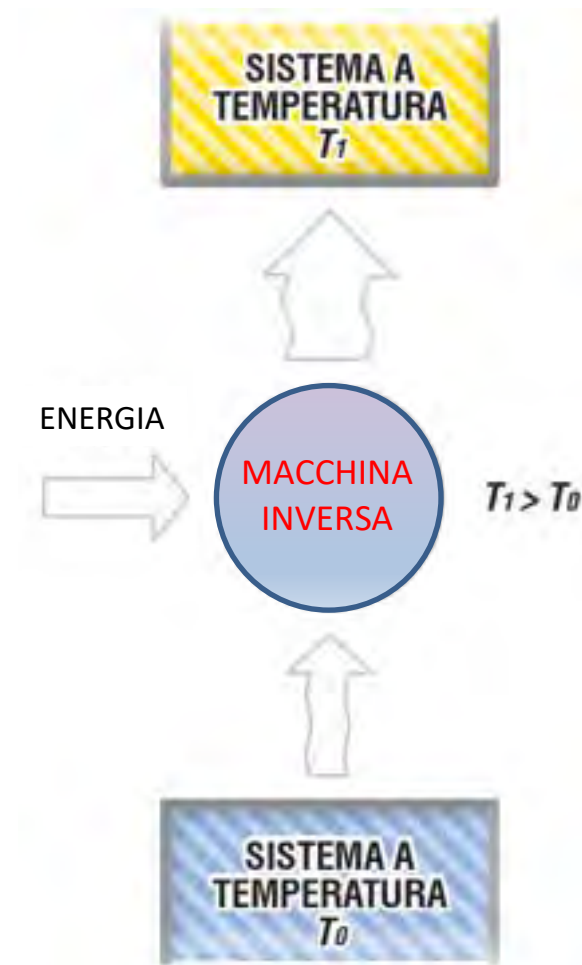


Figura 1. Schema concettuale di una macchina inversa

Se lo scopo è quello di riscaldare corpi a temperatura più elevata dell'ambiente circostante si parla di funzionamento come pompa di calore; se invece lo scopo è quello di raffreddare corpi a temperatura più bassa dell'ambiente circostante si parla di funzionamento come macchina frigorifera.

Si osservi che il trasferimento di calore descritto non contrasta con il primo Principio della Termodinamica poiché il calore che la macchina scambia con il sistema a temperatura maggiore è fornito a spese del sistema a temperatura minore. Non c'è contrasto neppure con il secondo Principio della Termodinamica, poiché il calore non si trasferisce spontaneamente ma solo con l'introduzione di energia nella macchina.

Una delle classificazioni delle macchine inverse può essere effettuata sulla base della forma di energia con cui sono alimentate. Nei sistemi a compressione meccanica di vapore il passaggio dalla pressione più bassa del ciclo a quella più alta avviene fornendo energia meccanica, prodotta generalmente da un motore elettrico che aziona il compressore. Un altro modo per fornire al fluido l'energia necessaria per il passaggio dalla pressione inferiore a quella superiore è attraverso una sorgente di calore, terza rispetto a quella dell'ambiente esterno a quella dell'ambiente nel quale produrre l'effetto utile. Ciò viene realizzato nella pratica sulla base di due principi, che consentono di produrre l'effetto della compressione (quasi) senza lavoro meccanico, sfruttando la proprietà di alcuni sistemi di trattenere rilevanti quantità di vapore di altre sostanze anche a temperature abbastanza basse, restituendole all'esterno del sistema quando venga loro fornita la necessaria quantità di energia termica. In termini molto semplificati, se i vapori sono intrappolati dalle strutture porose di un corpo solido, (come ad esempio le zeoliti e il gel di silice con l'acqua e il carbone attivo con il metanolo) il fenomeno viene chiamato di adsorbimento: il calore di condensazione dei vapori adsorbiti più quello di bagnamento danno l'energia da trasferire per mantenere la temperatura costante. Se i vapori reagiscono con un'opportuna sostanza o passano in soluzione in un liquido, il fenomeno viene denominato assorbimento: si deve asportare il calore latente di condensazione del vapore più il calore di reazione o di soluzione (positivo o negativo). Esempi di macchine di questo secondo tipo sono quelle ad acqua-ammoniaca, in cui l'ammoniaca è il refrigerante e l'acqua funge da assorbitore, e quelle a LiBr, bromuro di Litio, nelle quali il fluido frigorifero è l'acqua e l'assorbitore è costituito dalla soluzione di bromuro di Litio.

Dal punto di vista impiantistico, una macchina inversa ad assorbimento presenta una maggiore complessità di una macchina a compressione di vapore, poiché le funzioni del compressore vengono svolte da un gruppo di tre componenti, il generatore, l'assorbitore e una pompa, a cui spesso ci si riferisce come al compressore termico. D'altra parte, la complicazione impiantistica e il conseguente maggior costo capitale, sono bilanciati da una notevole riduzione (fino a due ordini di grandezza) dei consumi elettrici rispetto alla macchina a compressione di vapore. Ciò può costituire una possibilità di risparmio energetico e di uso razionale delle risorse specialmente nei casi in cui sia disponibile energia termica sotto forma di energia rinnovabile o di calore di scarto non altrimenti sfruttabile.

2.2 Il ciclo inverso a compressione di vapore

La macchina ideale più semplice a cui si può far riferimento è quella operante fra due sorgenti a temperatura costante, secondo il cosiddetto ciclo di Carnot inverso operante con un vapore saturo, nel quale sono individuate quattro trasformazioni fondamentali (in cui vengono supposte sempre trascurabili le variazioni di energia cinetica e potenziale), compiute attraverso opportuni organi collegati in catena chiusa (Figura 2):

1-2: il fluido, a partire dallo stato di liquido saturo in 1, sulla curva limite inferiore, si espande isoentropicamente dalla pressione p_1 alla pressione p_0 tramite un espansore, attraverso il quale cede il lavoro

$$L_{12} = h_1 - h_2,$$

abbassando la propria temperatura da T_1 a T_0 ;

2-3: il fluido evapora (parzialmente) a temperatura T_0 e pressione p_0 costanti in uno scambiatore di calore, l'evaporatore, assorbendo calore dall'esterno

$$Q_0 = h_3 - h_2;$$

3-4: il fluido è compresso isoentropicamente mediante un compressore dalla pressione p_0 alla pressione p_1 a spese del lavoro introdotto dall'esterno

$$L_{34} = h_4 - h_3,$$

ed aumenta la propria temperatura da T_0 a T_1 , portandosi sulla curva limite superiore;

4-1: il fluido condensa a temperatura T_1 e pressione p_1 costanti in uno scambiatore di calore, il condensatore, cedendo all'esterno il calore

$$Q_1 = h_4 - h_1.$$

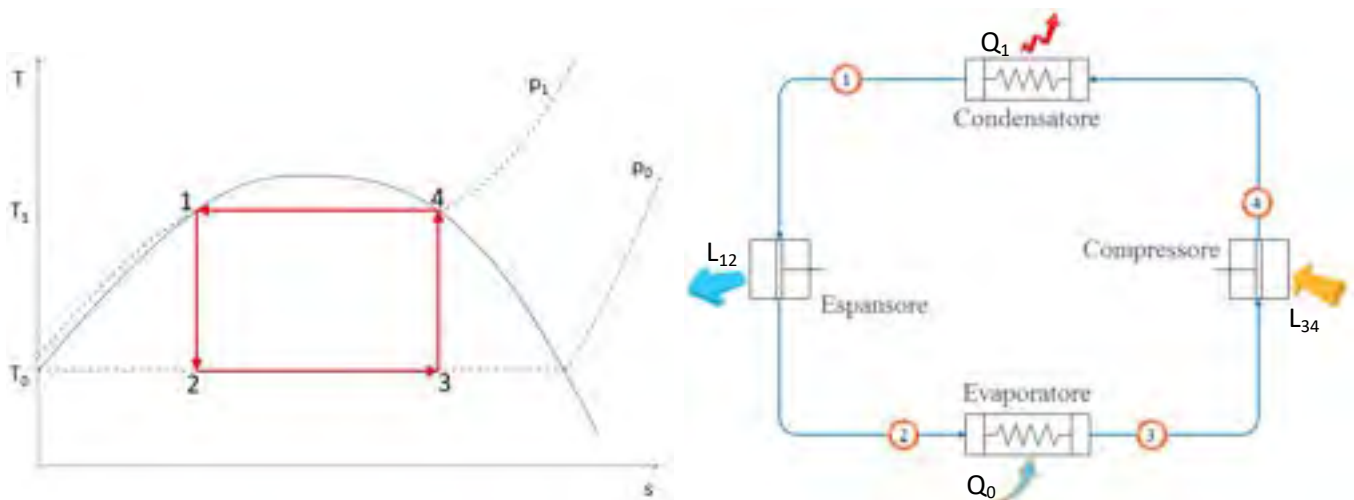


Figura 2. Ciclo inverso di Carnot a vapore saturo e schema ideale dell'impianto

Si definisce coefficiente di effetto utile o COP (*Coefficient Of Performance*) il rapporto tra l'effetto utile prodotto e il lavoro speso per ottenerlo. Pertanto, a seconda dello scopo della macchina inversa, esso assume una forma e un valore diverso, a parità di ciclo di riferimento. Se il ciclo è impiegato per il funzionamento di una macchina frigorifera, l'effetto utile è il calore rimosso a bassa temperatura, pertanto

$$COP_f = Q_0/L_{34}.$$

Se, viceversa, il ciclo è impiegato per il funzionamento di una pompa di calore, l'effetto utile è il calore ceduto ad alta temperatura, ovvero

$$COP_p = Q_1/L_{34}.$$

Nel caso in cui ci si riferisca al medesimo ciclo, poiché per il primo Principio della Termodinamica

$$Q_1 = Q_0 + L_{34},$$

è immediato dimostrare che il COP di una macchina frigorifera e quello di una pompa di calore operanti tra le stesse sorgenti sono legati dalla relazione

$$COP_p = 1 + COP_f.$$

Per il ciclo di Carnot, i suddetti coefficienti dipendono solo dalle due temperature assolute del ciclo, ovvero

$$COP_f = T_0/(T_1 - T_0)$$

e

$$COP_p = T_1/(T_1 - T_0).$$

Pur costituendo il ciclo termodinamico ideale per le macchine inverse, e rappresentando un importante modello di confronto con i cicli reali, il ciclo di Carnot inverso non può essere assunto come riferimento di impianti frigoriferi o di pompe di calore realizzabili nella pratica. Innanzitutto le trasformazioni indicate sono reversibili, e come tali non riproducibili nella realtà. Inoltre, le trasformazioni di espansione e di compressione così come indicate nel ciclo di Carnot non possono essere realizzate.

L'espansione di un fluido bifase ad elevato contenuto di liquido ad oggi non è stata ancora realizzata in modo tecnicamente valido, sebbene siano attivi filoni di ricerca aventi come obiettivo quello di recuperare una frazione del lavoro altrimenti dissipato in tale trasformazione, mediante dispositivi come espansori o eiettori. Nella pratica si preferisce sostituire l'espansore con un organo di laminazione (tubo capillare o valvola), rinunciando alla possibilità di recupero di lavoro. La trasformazione di riferimento è irreversibile e, in quanto adiabatica, ha luogo con aumento di entropia del fluido; trascurando gli altri tipi di scambio energetico, in base al primo Principio della Termodinamica si può dedurre che è un processo isoentalpico.

La compressione di un fluido nella zona dei vapori saturi comporta almeno due inconvenienti. Il primo è di natura tecnica, ed è dovuto alla difficoltà di comprimere una miscela di liquido e vapore; peraltro, nei compressori volumetrici alternativi una trasformazione di questo tipo produrrebbe una drastica riduzione del loro rendimento volumetrico, con il rischio di rottura della testata del compressore stesso per il cosiddetto colpo di liquido, poiché la fase liquida, quasi incompressibile, tenderebbe a raccogliersi nello spazio morto. D'altra parte, ai fini del controllo del ciclo, sarebbe difficile individuare il punto di fine evaporazione, (punto 3), con gli usuali sensori di pressione e temperatura. Si preferisce pertanto operare in modo da prolungare l'evaporazione fino almeno alla curva limite superiore, con vapore saturo secco all'uscita dell'evaporatore. Nel caso di fluidi con curva limite superiore a pendenza negativa nel diagramma termodinamico T-s, come è il caso di Figura 2, la successiva fase di compressione porta il fluido ad una temperatura superiore a quella di saturazione alla pressione p_1 .

Il ciclo termodinamico di riferimento ottenuto dopo gli accorgimenti sopra descritti è detto ciclo di Joule secco (Figura 3).

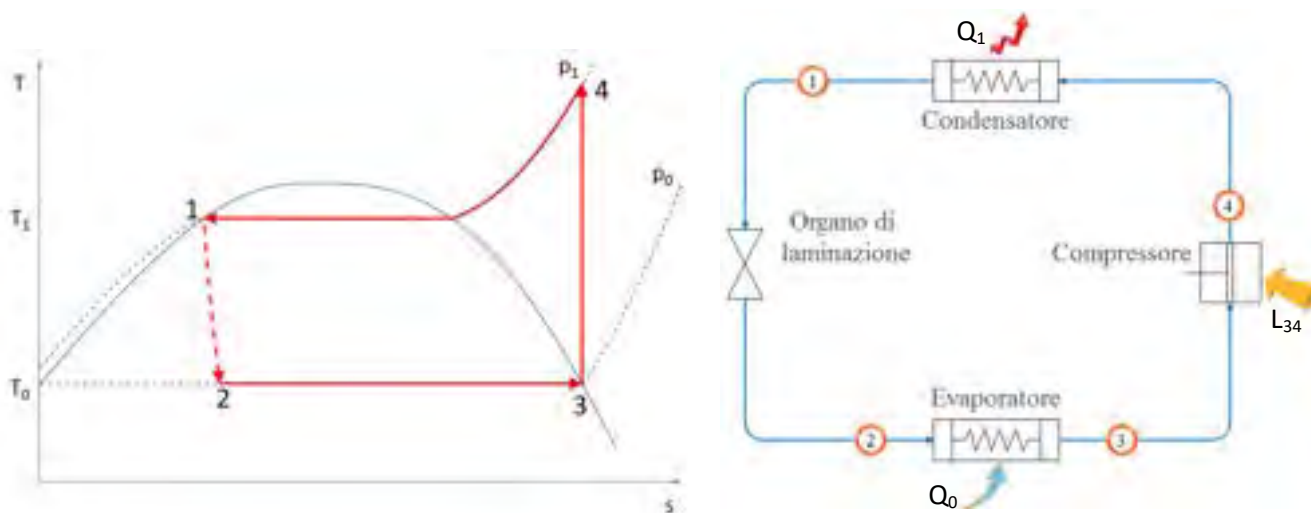


Figura 3. Ciclo inverso di Joule asciutto e schema concettuale dell'impianto

Si noti che anche nel caso ideale, esso è internamente irreversibile, a causa della presenza della laminazione. Negli usuali piani termodinamici utilizzati per rappresentare i cicli inversi, T-s e p-h, tale trasformazione (1-2) a rigore non può essere rappresentata se non con approssimazione.

La sua presenza nel ciclo comporta una riduzione dell'effetto frigorifero a causa dell'aumento del titolo a fine espansione rispetto a quello a cui uscirebbe se l'espansione fosse isoentropica. Quantitativamente, l'effetto frigorifero si riduce a

$$Q_0 = h_3 - h_2 = r(1-x_2)$$

in cui r indica il calore latente di vaporizzazione alla temperatura T_0 e x_2 il titolo alla fine dell'espansione. L'aumento del titolo, a parità di differenza di temperatura T_1-T_0 cresce con l'aumentare del calore specifico del liquido e col diminuire del calore di vaporizzazione, diventando notevole in prossimità della temperatura critica.

Un accorgimento ulteriore è quello che riguarda il sottoraffreddamento del liquido nel condensatore o in un apposito scambiatore in serie con esso. Il fluido condensato (punto 1) può essere sottoraffreddato a pressione costante prima di essere laminato, con la conseguenza di far aumentare l'effetto frigorifero e quindi il COP. Talvolta il sottoraffreddamento viene realizzato a spese del surriscaldamento del vapore all'aspirazione del compressore, mediante un apposito scambiatore rigenerativo. Ai fini del COP, in quest'ultimo caso, la cosa può essere vantaggiosa o meno, a seconda del tipo di fluido considerato e delle condizioni operative; in ogni caso, con questo accorgimento si riduce il rischio di aspirare liquido nel compressore.

A conclusione dell'introduzione teorica sui cicli inversi si richiamano le principali fonti di irreversibilità rispetto al ciclo ideale, interne ed esterne. Per quanto riguarda le irreversibilità interne, oltre a quella già descritta riguardante la laminazione, si deve ricordare che la trasformazione di compressione adiabatica, pur potendo essere sempre considerata tale, non sarà isoentropica ma avverrà con aumento di entropia, valutabile attraverso l'introduzione di un opportuno coefficiente, detto rendimento isentropico di compressione $\eta_{is,c}$, che misura il rapporto tra il lavoro idealmente necessario per effettuare la compressione da p_0 a p_1 e quello effettivamente compiuto sul fluido in condizioni reali¹. Inoltre, le trasformazioni idealmente isobare nel condensatore e nell'evaporatore sono soggette a perdite di carico, perciò la pressione a fine trasformazione sarà minore di quella iniziale (e conseguentemente anche la temperatura); nella letteratura tecnica, quest'ultima causa di irreversibilità spesso non viene considerata.

La causa più importante di irreversibilità esterna di un ciclo inverso riguarda gli scambi termici nei due scambiatori di condensazione e evaporazione. Essi avvengono tra il fluido di lavoro e l'ambiente esterno, ovvero quasi sempre aria o acqua; pur ipotizzando che questi pozzi di calore siano a temperatura costante (ipotesi tecnicamente valida nel caso di disponibilità di portate elevate), la temperatura del fluido di lavoro dovrà essere sensibilmente diversa da quella dell'ambiente esterno (precisamente: più alta di quella dell'ambiente nel caso della condensazione e più bassa nel caso dell'evaporazione) perché sia possibile lo scambio termico in uno scambiatore di calore di dimensioni tecnicamente ed economicamente accettabili. In altri termini, deve essere messa in conto l'irreversibilità dovuta allo scambio termico con differenza finita di temperatura. Conseguentemente, la differenza tra le temperature massima e minima del fluido di lavoro deve essere maggiore di quella tra le temperature degli ambienti esterni tra i quali la macchina opera, sì che il COP è soggetto ad un'ulteriore riduzione rispetto a quello del ciclo ideale di Carnot.

2.3 *L'anidride carbonica come fluido refrigerante*

L'anidride carbonica (CO_2 , o R744) è stata usata come fluido di lavoro nelle macchine a compressione di vapore fino al 1940, quando fu abbandonata in favore dei nuovi refrigeranti sintetici, che si proponevano come migliori dal punto di vista delle prestazioni e del mantenimento delle potenze anche all'aumentare della temperatura esterna (limite emerso per la CO_2 con l'introduzione dei condensatori ad aria che fecero aumentare le temperature di condensazione, con il rischio di fuoriuscita dalla campana dei vapori saturi della trasformazione di condensazione).

Solo negli ultimi 20 anni circa, con l'emergere di problematiche legate all'impatto ambientale dei fluidi refrigeranti, sviluppatasi negli anni secondo varie direzioni (prima con i clorofluorocarburi, CFC, quindi con gli idroclorofluorocarburi, HCFC, infine con gli idrofluorocarburi, HFC), si è assistito ad un ritorno di interesse verso la CO_2 , rivalutandone le caratteristiche positive.

¹ Si deve poi considerare un ulteriore rendimento η_m , del motore, che tiene conto della differenza tra condizioni reali del fluido e potenza assorbita dal motore (maggiore di quella acquisita dal fluido). Si veda a tal proposito più oltre l'apposito paragrafo sul rendimento isentropico di compressione.

A questo proposito, occorre evidenziare come, ormai da anni, le legislazioni internazionali, e quelle europee in particolare, si siano indirizzate verso il bando dei refrigeranti sintetici contenenti fluoro (i cosiddetti F-gas), responsabili della distruzione dell'ozono atmosferico e dell'effetto serra. Per valutare la compatibilità ambientale dei fluidi refrigeranti si fa riferimento usualmente agli indici ODP, GWP e TEWI, definiti come segue:

- l'ODP (Ozone Depletion Potential) indica il potenziale distruttivo sull'ozono stratosferico, ed è definito come il rapporto tra la variazione di altezza della colonna di ozono calcolata per unità di massa di refrigerante emessa nell'atmosfera rispetto alla corrispondente variazione calcolata per unità di massa di R-11;
- il GWP (Global Warming Potential) indica, per un certo intervallo temporale, la massa in chilogrammi di anidride carbonica equivalente, in termini di effetto serra, ad un chilogrammo del refrigerante in questione. È definito come il rapporto tra l'effetto serra in un prefissato intervallo di tempo dovuto all'emissione di un'unità di massa di refrigerante e l'effetto serra dovuto all'emissione di una unità di massa di CO₂ nello stesso tempo;
- il TEWI (Total Equivalent Warming Impact) fornisce una valutazione dell'impatto totale sull'effetto serra antropico. Esso tiene conto, oltre che del fluido utilizzato, anche della macchina in cui esso evolve. Per valutare l'impatto totale della macchina sull'effetto serra è necessario considerare l'impatto diretto, valutato come la massa di fluido frigorigeno rilasciata nell'atmosfera nel corso della vita utile della macchina, e l'impatto indiretto, dovuto al rilascio di CO₂ in atmosfera provocato dalla produzione di energia (es. elettrica) necessaria al funzionamento della macchina. L'effetto diretto si determina moltiplicando la massa di refrigerante per l'indice GWP, mentre l'effetto indiretto si calcola determinando il quantitativo di CO₂ rilasciato in atmosfera per produrre l'energia elettrica consumata dalla macchina nella propria intera vita utile.

La Tabella 1 mostra i valori di ODP e GWP per alcuni dei principali refrigeranti utilizzati nella refrigerazione e nella climatizzazione. Si può osservare che i vantaggi e le buone proprietà dei CFC, degli HCFC e degli HFC come fluidi refrigeranti sono in contrasto con le conseguenze negative che essi hanno nei confronti dell'ambiente, rendendoli incompatibili sia perché assottigliano sempre di più la fascia di ozono stratosferico, sia perché contribuiscono all'incremento della temperatura del pianeta per effetto serra.

Tabella 1. Indici ODP e GWP di alcuni fluidi refrigeranti

		ODP	GWP	Infiammabilità	Tossicità	Sostanza Naturale
Refrigeranti Naturali	CO ₂	0	1	—	—	Si
	R290	0	20	++	—	Si
	NH ₃	0	≅0	+	+	Si
HFC	R134a	0	1430	—	—	No
	R410A	0	2100	—	—	No
	R407C	0	1800	—	—	No
HCFC	R22	0.055	1700	—	—	No

A partire dal 1 gennaio 2015 è in vigore il nuovo Regolamento (UE) n. 517 del 16 aprile 2014, che abroga il Regolamento Europeo (CE) n. 842/2006 (recepito in Italia dal D.P.R. n. 43 del 27 gennaio 2012). Esso mira a ridurre gli effetti negativi dei refrigeranti sintetici attraverso una pluralità di misure: norme relative al contenimento, all'uso, al recupero, distruzione dei gas fluorurati ad effetto serra, condizioni riguardanti la

collocazione sul mercato di certi tipi di prodotti o di dispositivi che contengono o si basano sui gas fluorurati ad effetto serra (divieti), usi specifici di questi gas (divieto di manutenzione con alcuni gas), limiti quantitativi di collocazione sul mercato degli HFC, cioè la riduzione del 79% degli F-gas, gradualmente dal 2015 sino al 2030 (phase-down).

Il regolamento prevede una serie di divieti che, oltre ad evitare l'uso degli F-gas (ad alto GWP), hanno lo scopo di promuovere le tecnologie alternative sicure e efficienti. In base all'effetto serra del tipo di refrigerante, all'applicazione, e all'utilizzo, sono stabiliti determinati divieti a decorrere da una certa data. Le misure previste dal Regolamento Europeo n. 517/014 evidenziano inequivocabilmente le tecnologie e le linee guida delle attività di ricerca da sviluppare per il raggiungimento dei sopra citati obiettivi di carattere energetico ed ambientale. Le macchine frigorifere e le pompe di calore, utilizzanti in particolare refrigeranti naturali come la CO₂, rappresentano delle valide soluzioni impiantistiche in linea con gli obiettivi delle direttive, dei regolamenti e dei vari provvedimenti legislativi. In seguito alle restrizioni dettate dai provvedimenti legislativi sull'uso dei refrigeranti, il mercato ha cominciato a muoversi seguendo sostanzialmente due strade diverse: la ricerca di un refrigerante sintetico con il minor impatto ambientale possibile (idro fluoro olefine, HFO) e il ritorno ai refrigeranti naturali.

Le proprietà termodinamiche della CO₂ si discostano in modo significativo da quelle dei fluidi sintetici normalmente utilizzati nei circuiti frigoriferi: il suo punto critico è caratterizzato da $T_{cr} = 30,98\text{ °C}$ e $p_{cr} = 73,8\text{ bar}$ e il punto triplo si trova a $T_{tr} = -56,55\text{ °C}$ e $p_{tr} = 5,2\text{ bar}$. Tra i numerosi fattori che hanno contribuito al rinnovato interesse per la CO₂ vanno citati i seguenti:

- è un fluido molto abbondante nell'ambiente e un prodotto di scarto di molti processi tecnologici. Il suo costo è quindi estremamente basso, è facilmente disponibile ovunque e il suo recupero da apparecchiature dismesse o nelle fasi di manutenzione non è richiesto; inoltre può essere prodotta a costi estremamente bassi bruciando carbonio in eccesso di aria o per decomposizione termica del carbonato di calcio;
- è un fluido naturale, di cui è dimostrata l'innocuità nei confronti della biosfera, sia per quanto riguarda effetti sull'ecosistema attualmente noti, sia riguardo a possibili azioni dannose ancora sconosciute al momento (a differenza di vari prodotti sintetici, quali CFC, HCFC e miscele di refrigeranti). D'altra parte, la CO₂ è un gas serra, ma può essere ottenuto per esempio dal recupero da rifiuti industriali. Per queste applicazioni, pertanto, l'effetto serra aggiuntivo è da considerarsi nullo.
- in applicazioni in ambienti chiusi, la CO₂ non richiede particolari accorgimenti di sicurezza, in quanto il fluido non è infiammabile né tossico. Essendo più pesante dell'aria, tuttavia, può accumularsi nella parte inferiore di un ambiente non ventilato, provocando il soffocamento per mancanza di ossigeno;
- è inerte e perciò compatibile con tutti i materiali comunemente utilizzati per la costruzione degli impianti frigoriferi (metalli, materie plastiche o elastomeri);
- a pressione atmosferica e temperatura di 0°C ha densità pari a 1,977 kg/m³, ovvero il 50% maggiore di quella dell'aria alle medesime condizioni, perciò il suo utilizzo richiede portate volumetriche minori.
- sono stati sviluppati speciali lubrificanti sintetici inerti rispetto ad essa e chimicamente stabili nelle sue tipiche condizioni di utilizzo; più in particolare, studi sperimentali hanno mostrato come gli oli PAO e AN siano scarsamente miscibili con la CO₂, mentre buona è risultata la miscibilità tra l'anidride carbonica e gli oli PAG (PoliAlchilenGlicoli) e POE (PoliOliEsteri).

Dal punto di vista più strettamente termodinamico si può evidenziare che:

- la CO_2 ha una curva di saturazione più ripida di altri refrigeranti (Figura 4): questo fa sì che la diminuzione di temperatura della CO_2 associata alle perdite di carico nell'evaporatore sia sensibilmente inferiore di quella degli altri refrigeranti. Ad esempio, a 0°C , per una perdita di carico di 10 kPa si ha una riduzione di temperatura di circa 0.1°C , mentre, a parità di temperatura di evaporazione e di perdita di carico con l'R134a si ha una diminuzione di 0.9°C . Una temperatura minore all'uscita dell'evaporatore è svantaggiosa perché, per un certo rapporto di compressione, aumentano sia il lavoro di compressione specifico che la temperatura di fine compressione.

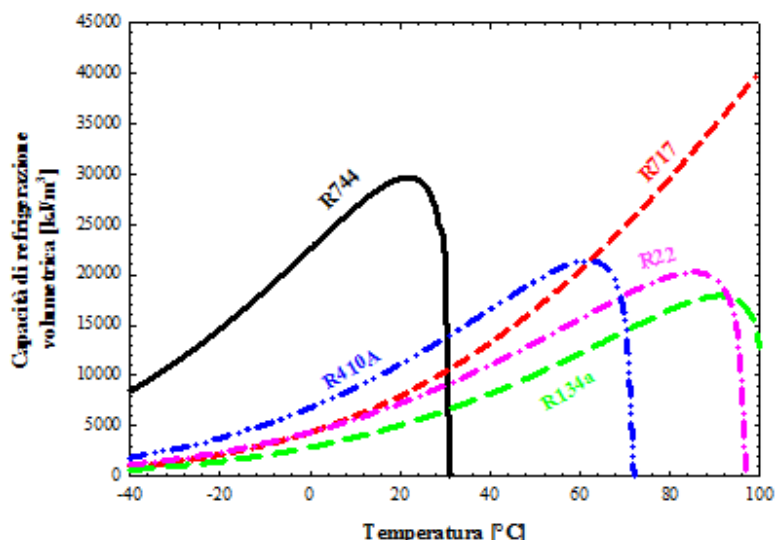


Figura 4. Curve di saturazione in funzione della temperatura per alcuni fluidi refrigeranti

- la capacità di refrigerazione volumetrica della CO_2 (prodotto della densità del vapore saturo secco per il calore latente di evaporazione) è molto più elevata rispetto agli altri refrigeranti (Figura 5): a parità di titolo all'uscita della valvola di laminazione, la portata volumetrica di CO_2 necessaria per avere una data potenza frigorifera è minore di quella con altri fluidi frigoriferi, con conseguente riduzione dell'ingombro e del peso dei vari componenti costituenti il circuito frigorifero. A tal proposito si deve osservare che, fissata la temperatura, sebbene la CO_2 presenti un calore latente di evaporazione confrontabile con quello degli altri refrigeranti e addirittura inferiore a quello dell'ammoniaca, la sua capacità di refrigerazione volumetrica è molto favorevole rispetto agli altri fluidi frigoriferi poiché la densità del vapore saturo secco è molto superiore (Figura 6).

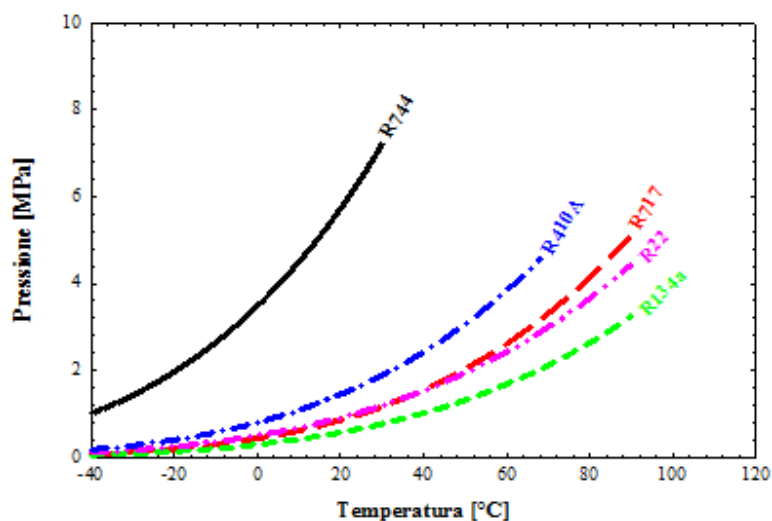


Figura 5. Capacità di refrigerazione volumetrica in funzione della temperatura per alcuni fluidi refrigeranti

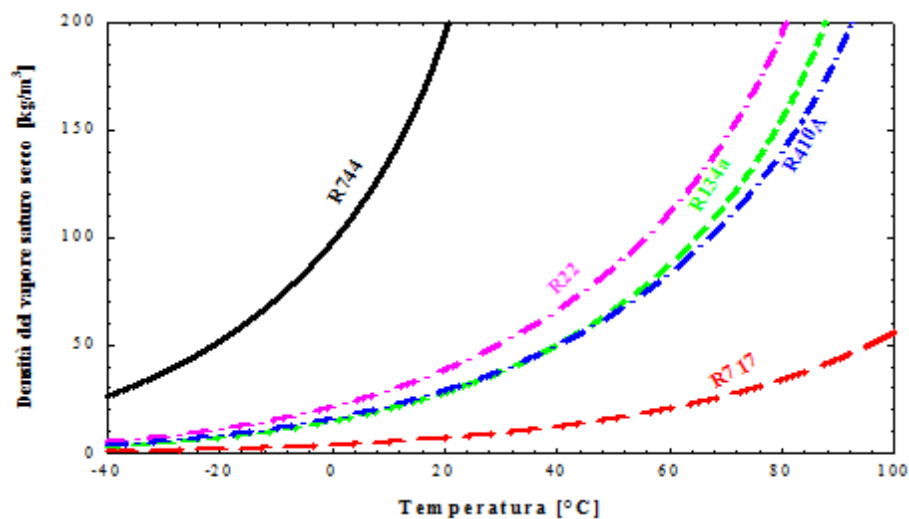


Figura 6. Densità del vapore saturo secco in funzione della temperatura per alcuni fluidi refrigeranti

- La conducibilità termica della CO_2 è elevata e superiore a quella dei principali refrigeranti sintetici in un ampio intervallo di temperature. Ciò consente di migliorare i coefficienti di scambio termico in regime di flusso sia monofase che bifase. Una maggiore conducibilità termica, infatti, garantisce valori di conduttanza unitaria globale più elevati e, quindi, a parità di potenza frigorifera, una superficie di scambio termico più piccola o un ΔT medio più piccolo;
- la viscosità dinamica della fase liquida è modesta. Ciò si traduce nella riduzione delle perdite di carico in regime di flusso sia monofase che bifase. Ad esempio, la viscosità dinamica della CO_2 in condizioni di liquido saturo è solo il 40% della viscosità dinamica dell'R134a nelle stesse condizioni.

Tra le principali caratteristiche termodinamiche negative va evidenziato che:

- a parità di temperatura, la pressione di saturazione della CO_2 è molto più elevata rispetto a quella degli altri fluidi frigorigeni. Tale circostanza comporta la necessità di realizzare compressori e scambiatori di calore capaci di sostenere pressioni molto superiori rispetto a quelle tipiche dei cicli frigoriferi che utilizzano refrigeranti sintetici, di prevedere opportuni organi di sicurezza e di prestare particolare cura nella scelta dei raccordi e nella realizzazione delle saldature per garantire ridotte perdite di refrigerante;
- la temperatura critica molto bassa comporta, in moltissime applicazioni che vedono l'aria esterna come fluido di scambio, la necessità di operare con cicli transcritici, con possibili peggioramenti delle prestazioni. Il processo di scambio termico con la sorgente a temperatura più alta, infatti, non consiste più in una condensazione, ma in un progressivo raffreddamento (idealmente lungo un'isobara a pressione maggiore di quella critica) di una fase gassosa densa. Lo scambiatore di calore in alta pressione viene definito semplicemente gas cooler. Il ciclo che in tal modo si realizza è detto transcritico perché, sebbene l'evaporazione continui a restare subcritica, il raffreddamento nel gas cooler avviene a pressione superiore alla pressione critica; in tal caso, non esistendo al gas cooler condizioni di saturazione, la pressione e la temperatura vengono ad essere variabili indipendenti tra loro. Il ciclo termodinamico si sviluppa quindi tra due isobare, una minore di quella critica (trasformazione di evaporazione della CO_2) e l'altra a pressione superiore alla critica (raffreddamento della CO_2).

2.4 Il ciclo inverso transcritico ad anidride carbonica

Come introdotto al termine del paragrafo precedente, rispetto al ciclo a condensazione, in un ciclo transcritico lo scambio di calore ad alta pressione avviene senza cambiamento di fase del fluido refrigerante, la cui temperatura non resta costante ma ha un andamento decrescente con continuità dall'ingresso all'uscita di un apposito scambiatore detto gas-cooler. L'analisi termodinamica del ciclo non è concettualmente diversa da quella presentata per i cicli ideali; riferendosi alla Figura 7 per i simboli, il COP_f ,

riferito al funzionamento frigorifero, è determinato, con le consuete ipotesi di stazionarietà dei flussi, di trascurabilità delle variazioni di energia cinetica e potenziale attraverso i vari componenti e delle relative perdite di carico per attrito, come rapporto tra l'effetto utile (la potenza frigorifera) e la potenza spesa per ottenerlo:

$$\text{COP}_f = Q_0/L_{12} = \frac{(h_1 - h_5)}{(h_{2m} - h_1)}$$

in cui h_{2m} dipende dal rendimento isentropico complessivo η_{is} , separatamente analizzato nel paragrafo successivo²:

$$\eta_{is} = \frac{(h_{2is} - h_1)}{(h_{2m} - h_1)}$$

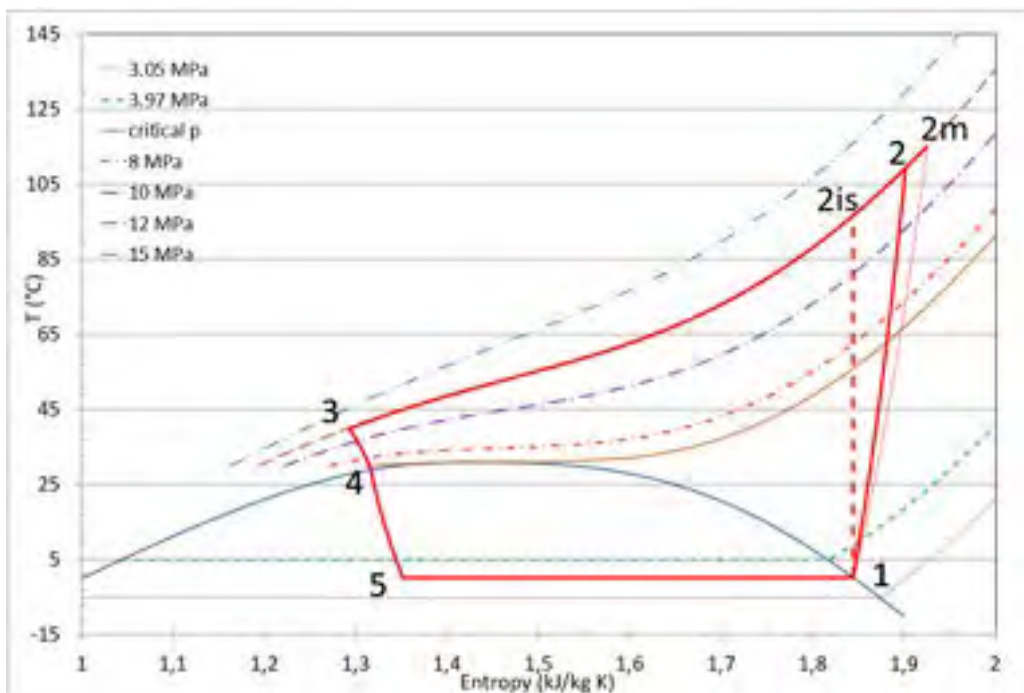


Figura 7. Diagramma T-s di un ciclo inverso transcritico a CO₂

Una delle differenze sostanziali rispetto ai cicli subcritici è la necessità del controllo della pressione al gas cooler, poiché la pressione all'ingresso della valvola di laminazione determina la capacità frigorifera specifica all'evaporatore. Mentre nei cicli a condensazione il COP_f tende a ridursi al crescere della pressione, in un ciclo transcritico il comportamento è differente. Dal punto di vista teorico, al crescere della pressione al gas cooler il COP_f raggiunge un massimo, dal momento che la potenza unitaria di compressione e la potenza frigorifera unitaria all'evaporatore crescono con velocità diverse; in particolare, quest'ultima evidenzia due andamenti a pendenza diversa tra loro, come mostrato in Figura 8, riferita ad una temperatura di evaporazione di 5 °C.

Le curve del COP_f , con valori normalizzati rispetto ai rispettivi valori massimi, si riferiscono ad un ciclo ideale con temperatura di uscita del fluido di raffreddamento del gas cooler di 35 °C in un caso (sx.) e di 50 °C nell'altro (dx.). In entrambi i casi, all'aumentare della pressione di uscita il COP_f raggiunge un valore massimo, oltre il quale la potenza frigorifera (q) non è più sufficiente a compensare l'aumento della

² Nel paragrafo successivo è specificata la distinzione tra rendimento isentropico di compressione $\eta_{is,c}$ e rendimento isentropico complessivo η_{is} , attraverso la definizione del rendimento del motore, η_m . Si anticipa qui che ai fini del calcolo del COP è necessario considerare lo stato 2m del fluido. Tuttavia, ai fini del calcolo della temperatura di uscita del fluido dal compressore deve essere noto il rendimento del motore o, in alternativa, quello della trasformazione termodinamica di compressione ($\eta_{is,c}$), indipendente dal motore.

potenza di compressione (w). La spiegazione dell'andamento del COP_f si ricava osservando il piano p-h del ciclo transcritico (Figura 9): le isoterme alla temperatura di uscita del fluido di raffreddamento aumentano di pendenza al crescere della pressione, a causa della caratteristica forma ad S nella regione prossima al punto critico, facendo perciò ridurre l'incremento di potenza frigorifera a parità di aumento di pressione. Viceversa, la curva isentropica di compressione ha un andamento quasi lineare. Calcolando la derivata del COP_f rispetto alla pressione e uguagliandola a 0 si ricava il COP_f massimo, corrispondente ad una pressione ottimale, ovvero quella per la quale l'aumento della capacità frigorifera è pari all'aumento della potenza di compressione moltiplicato il COP_f

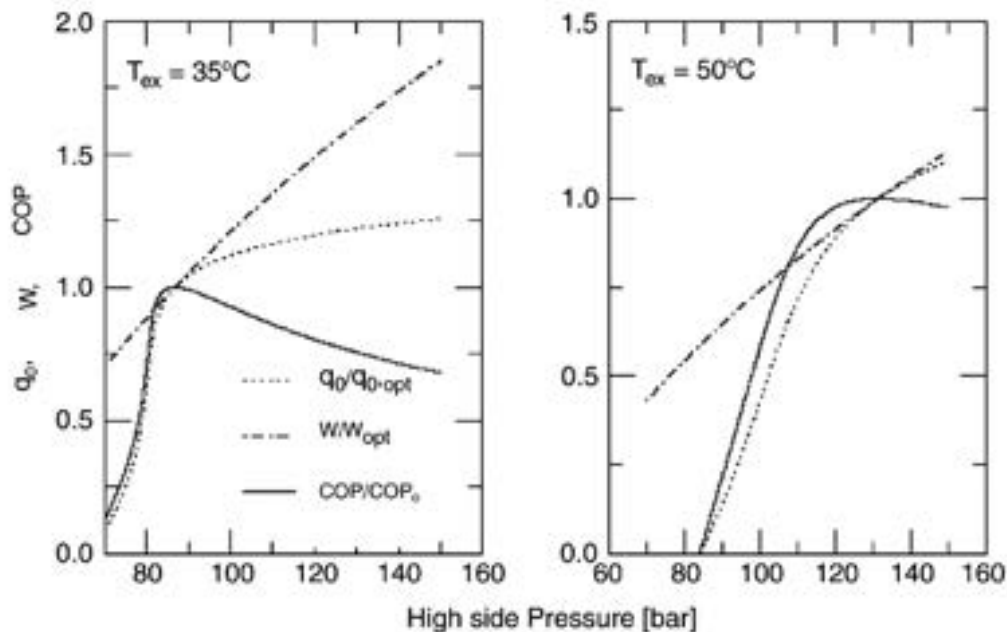


Figura 8. Andamenti della potenza frigorifera specifica, della potenza di compressione specifica e del COP_f in un ciclo transcritico per due livelli di temperatura in uscita dal gas cooler (35 °C a sx., 50 °C a dx.) [19]

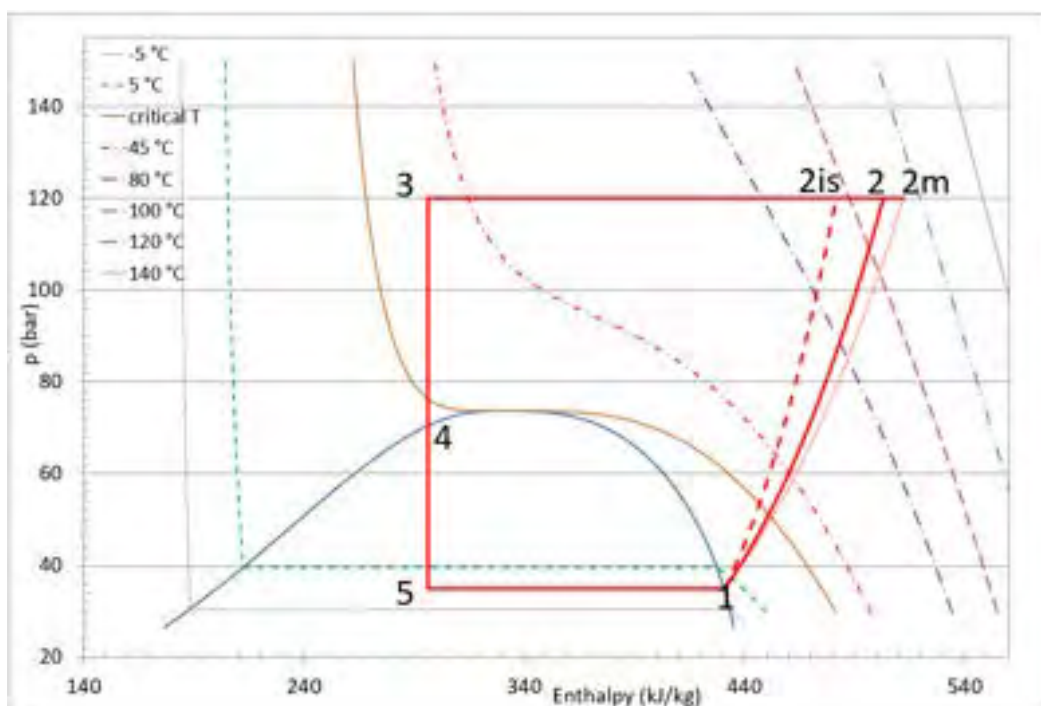


Figura 9. Diagramma p-h di un ciclo inverso transcritico a CO_2

2.4.1 Il rendimento isentropico di compressione

Riguardo al rendimento isentropico, è necessario distinguere tra rendimento isentropico di compressione e rendimento isentropico complessivo; il primo indica il rapporto tra il salto entalpico del fluido tra l'ingresso e l'uscita del compressore, mentre il secondo tiene conto anche del rendimento del motore del compressore [11]. In formule:

$$\eta_{is} = \eta_{is,c} \cdot \eta_m,$$

in cui η_{is} indica il rendimento isentropico complessivo, $\eta_{is,c}$ quello della trasformazione di compressione e η_m quello del motore. Il rendimento isentropico complessivo si determina considerando la potenza assorbita dal motore rispetto a quella necessaria per una trasformazione isentropica tra le pressioni di ingresso e uscita dal compressore. In altri termini, in una trasformazione reale di compressione sono presenti due fenomeni che determinano lo scostamento dalle condizioni ideali di isoentropicità: il primo è dovuto all'aumento di entropia per le irreversibilità del compressore, di cui si tiene conto con $\eta_{is,c}$. Fissato questo rendimento, è possibile identificare le condizioni del fluido in uscita dal compressore.

Si deve poi considerare che il motore del compressore non ha rendimento unitario, cosicché una quota della potenza assorbita dal motore è dispersa sotto forma di calore, che agli effetti pratici è dissipato, poiché non viene trasferito al fluido, ma viene scambiato con l'ambiente circostante senza alcun effetto utile. Deve essere tuttavia considerato nel calcolo del COP, laddove si inserisce il valore della potenza assorbita.

Alcuni autori considerano la trasformazione di compressione come risultato di due trasformazioni distinte successive, la prima fino alla condizione (fittizia) determinata dalla cessione al fluido dell'intera potenza assorbita dal motore, e la seconda costituita da un'isobara di raffreddamento fino alle condizioni reali. In questo caso vengono identificati 3 distinti punti significativi per la fine della compressione, due dei quali sono quelli già introdotti, ovvero il punto di uscita ideale in caso di trasformazione adiabatica reversibile (e quindi isoentropica) e il punto di uscita reale (trasformazione irreversibile con perdite non recuperabili). A questi si aggiunge il punto (fittizio) di uscita nelle condizioni determinate nell'ipotesi che l'intera potenza assorbita dal motore sia ceduta al fluido. Generalmente, per tenere conto delle perdite non recuperabili si definisce un fattore di dissipazione del calore, HD o HDF, definito come

$$HDF = (h_{2m} - h_2)/(h_{2m} - h_1),$$

in cui h_2 è la condizione reale di uscita del fluido dal compressore e h_{2m} è la condizione (fittizia) a cui uscirebbe il fluido se gli fosse ceduta interamente la potenza assorbita dal motore. Nei grafici delle figure precedenti, il punto 2m si troverebbe ulteriormente a destra rispetto al punto 2.

È agevole dimostrare, con alcuni semplici passaggi algebrici, che

$$HDF = 1 - \eta_m,$$

cosicché le due schematizzazioni della trasformazione di compressione possono essere considerate equivalenti. Inoltre, con l'introduzione del punto 2m, il rendimento complessivo può essere scritto in termini di entalpia specifica,

$$\eta_{is} = (h_{2is} - h_1)/(h_{2m} - h_1),$$

e può essere pensato come prodotto di due rapporti:

$$(h_{2is} - h_1)/(h_2 - h_1),$$

cioè $\eta_{is,c}$ e

$$(h_2 - h_1)/(h_{2m} - h_1),$$

che è proprio η_m .

2.4.2 Correlazioni per la determinazione del rendimento di compressione

Per i compressori alternativi ermetici e semi-ermetici esistono diverse espressioni del rendimento isentropico³, alcune di origine empirica o semiempirica, altre teoriche. Una delle forme proposte da molti autori è una correlazione di tipo lineare decrescente:

$$\eta_{is} = C - K(p_c/p_e)$$

in cui il pedice c indica il condensatore e il pedice e l'evaporatore. C e K sono due costanti empiriche.

Liao et al. [2] le pongono uguali a 1.003 e 0.121, rispettivamente, in base ad un'interpolazione di dati di un compressore Danfoss. Il ciclo transcritico è simulato nei seguenti intervalli: temperatura di evaporazione tra -10 °C e 20 °C; temperatura di uscita dal gas cooler tra 30 °C e 60 °C; surriscaldamento in ingresso al compressore tra 0 °C e 20 °C; pressione al gas cooler tra 71 e 120 bar.

Apra et al. [3] propongono due valori simili per le costanti C e K, ovvero 1.131 e 0.19, rispettivamente Zhang et al. [4] utilizzano invece i valori di 0.9225 e 0.1771, rispettivamente.

Interpolando i dati sperimentali relativi a prototipi oggetto di indagini sperimentali, Neksa [5] propone 0.8236 e 0.00596, rispettivamente. Da altri dati sperimentali [6,7] sono stati ottenuti anche i valori 0.795 e 0.037 in un caso e 0.762 e 0.047 in un altro. Hwang [8] ha calcolato i valori 0.801 e 0.0477.

Brown et al. [9] riportano un'espressione ritenuta valida per rapporti di compressione superiori a 2:

$$\eta_{is} = 0.9343 - 0.04478(p_c/p_e)$$

derivante da un'espressione più articolata, riportata da Zhang et al. [10]:

$$\eta_{is} = 0.00280845(p_c/p_e)^5 - 0.0616415(p_c/p_e)^4 + 0.52838(p_c/p_e)^3 - 2.2132788(p_c/p_e)^2 + 4.4938(p_c/p_e) - 2.71562$$

Entrambi fanno riferimento ad un lavoro precedente, di Rieberer e Halozan [11]. Un'altra espressione è quella di Robinson [12]:

$$\eta_{is} = 0.815 + 0.022(p_c/p_e) - 0.041(p_c/p_e)^2 + 0.0001(p_c/p_e)^3$$

Minetto et al. [13], utilizzano in un caso un'espressione polinomiale valida per rapporti di compressione compresi tra 1 e 5.5:

$$\eta_{is} = -4 \cdot 10^{-15}(p_c/p_e)^4 + 6 \cdot 10^{-14}(p_c/p_e)^3 - 0.0137(p_c/p_e)^2 + 0.0664(p_c/p_e) + 0.5168;$$

in un altro, invece [14], l'espressione contiene una funzione più articolata:

$$\eta_{is} = 0.472 - 0.472(p_c/p_e)^{-1} + 2.482 \cdot \ln(p_c/p_e) \cdot (p_c/p_e)^{-2}$$

Un'espressione con un'interpolante di 4° grado è proposta anche da Sarkar et al. [15]

$$\eta_{is} = -0.0022(p_c/p_e)^4 + 0.0414(p_c/p_e)^3 - 0.2803(p_c/p_e)^2 + 0.7952(p_c/p_e) - 0.26$$

Tra le variabili che influenzano il rendimento isentropico di compressione si può anche includere il grado di surriscaldamento ΔT_{sh} , inteso come la differenza di temperatura tra l'ingresso al compressore e l'uscita dall'evaporatore. Ad esempio, in [16] si ha

$$\eta_{is} = 0.7256 - 0.01759(p_c/p_e) - 0.001532(p_c/p_e)^2 + 0.000181\Delta T_{sh} + 2.438 \cdot 10^{-5}\Delta T_{sh}^2 - 9.105 \cdot 10^{-7}(p_c/p_e)\Delta T_{sh}$$

Nella Figura 10 sono riportati gli andamenti del rendimento isentropico secondo alcune delle espressioni sopra elencate, insieme ai dati relativi ad alcuni compressori commerciali [17].

Si osserva una notevole dispersione nelle previsioni; con alcune delle correlazioni proposte, non riportate nel grafico, si ottiene addirittura un valore di rendimento nullo per rapporti di compressione di poco

³ Nella letteratura tecnico-scientifica, per le espressioni del rendimento isentropico spesso non viene specificata la differenza evidenziata nel paragrafo precedente, ovvero se sia da riferire alla sola trasformazione di compressione o se tenga conto anche del rendimento del motore. Nei casi in cui i dati siano ricavati sperimentalmente con riferimento alla potenza assorbita dal motore, presumibilmente essi debbono intendersi relativi al rendimento isentropico complessivo, anche se non è noto il valore del rendimento del motore.

superiori a 5, poco realistico. Questo aspetto suggerisce che l'andamento del rendimento isentropico complessivo dei compressori per CO₂ sia fortemente dipendente dalla singola macchina.

Riguardo alle correlazioni di tipo lineare decrescente, dal confronto con i dati dei compressori presi in esame emerge che le migliori approssimazioni hanno una costante compresa tra 0.737 e 0.801 ed una pendenza compresa tra 0.0267 e 0.047. Si sottolinea comunque che esse sono adatte ad interpolare l'andamento del rendimento isentropico solo per rapporti di compressione indicativamente superiori a 2.5, dal momento che per rapporti di compressione inferiore la curva (anche di altre macchine citate in letteratura) si discosta significativamente da quella lineare decrescente. Per quanto riguarda le correlazioni polinomiali riportate in figura, i valori di rendimento previsti, ad un livello sostanzialmente inferiore, confermano quanto ipotizzato sulla dipendenza dalla specifica macchina. Si osservi, peraltro, che esse riproducono con maggiore fedeltà l'andamento qualitativo del rendimento, prevedendo una curva non lineare con un massimo per valori intermedi del rapporto di compressione.

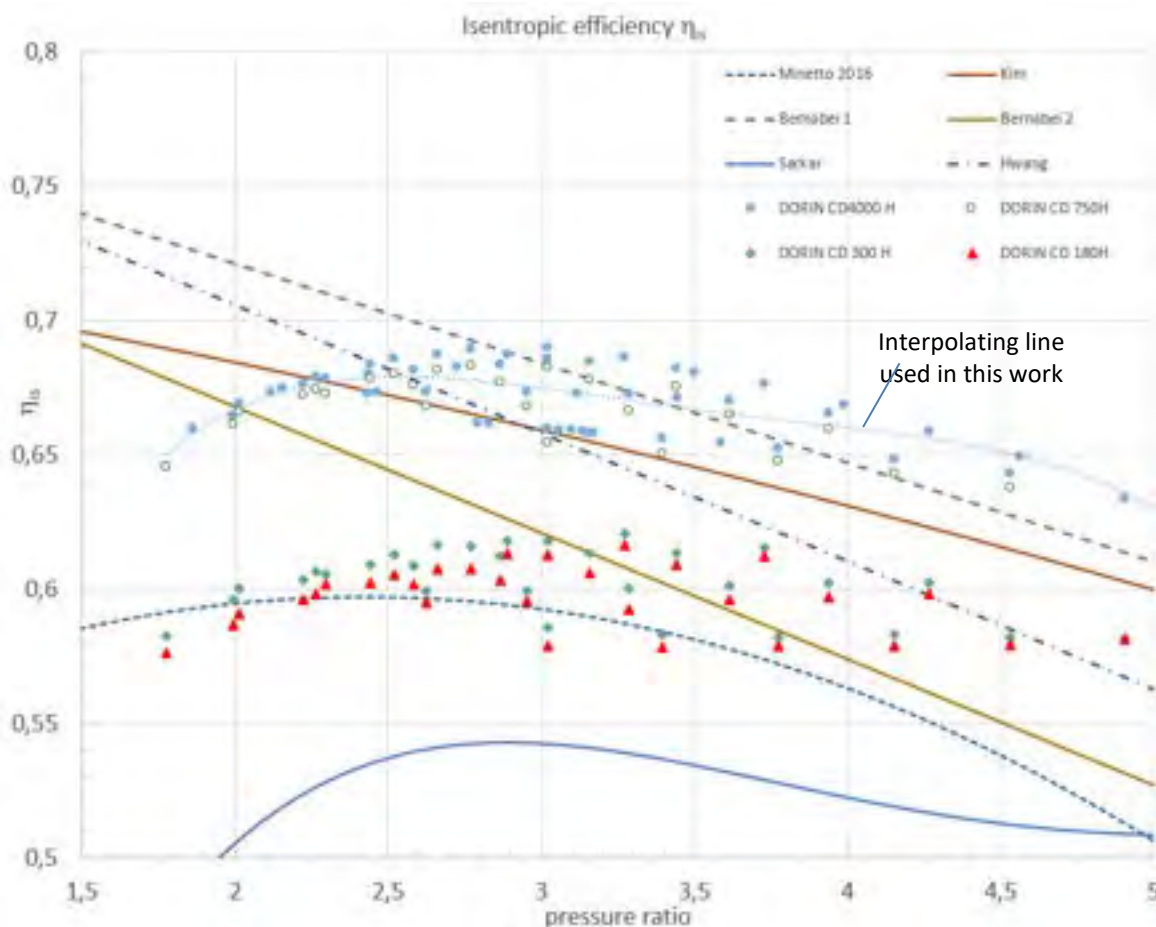


Figura 10. Principali correlazioni di interpolazione del rendimento isentropico complessivo

Nell'ambito degli intervalli di temperatura di evaporazione e pressione al gas cooler analizzati in questo rapporto tecnico (T_{eva} variabile tra -10 °C e 10 °C; p_{gc} compresa tra 74 e 120 bar) è stata sviluppata una correlazione per il calcolo del rendimento isentropico derivata interpolando i dati di uno dei compressori (CD-4000-H), anch'essa illustrata nella Figura 10.

Pur essendo il rendimento isentropico dipendente anche dalla temperatura di evaporazione, l'influenza maggiore è esercitata dal rapporto di compressione, pertanto, la correlazione polinomiale tiene conto solo di quest'ultima variabile ed è valida nei seguenti intervalli: T_e compresa tra -10 °C e 10 °C e rapporto di compressione compreso tra 1.7 e 5. Lo scostamento massimo rispetto ai dati disponibili è compreso tra $\pm 2.4\%$:

$$\eta_{\text{is}} = -0.0052745 \cdot (p_c/p_e)^4 + 0.07518 \cdot (p_c/p_e)^3 - 0.3981575 \cdot (p_c/p_e)^2 + 0.91346 \cdot (p_c/p_e) - 0.08479932$$

2.4.3 L'andamento del coefficiente di effetto utile (COP_f)

La Figura 11 riporta una vista tridimensionale della funzione $COP_f(p_{gc}, T_{out,gc})$, sugli intervalli di interesse ($30\text{ °C} - 45\text{ °C}$ per $T_{out,gc}$ e $74\text{ bar} - 120\text{ bar}$ per p_{gc}) per una temperatura all'evaporatore fissata a -10 °C , di cui il grafico in Figura 12 rappresenta le sezioni per alcuni valori di $T_{out,gc}$.

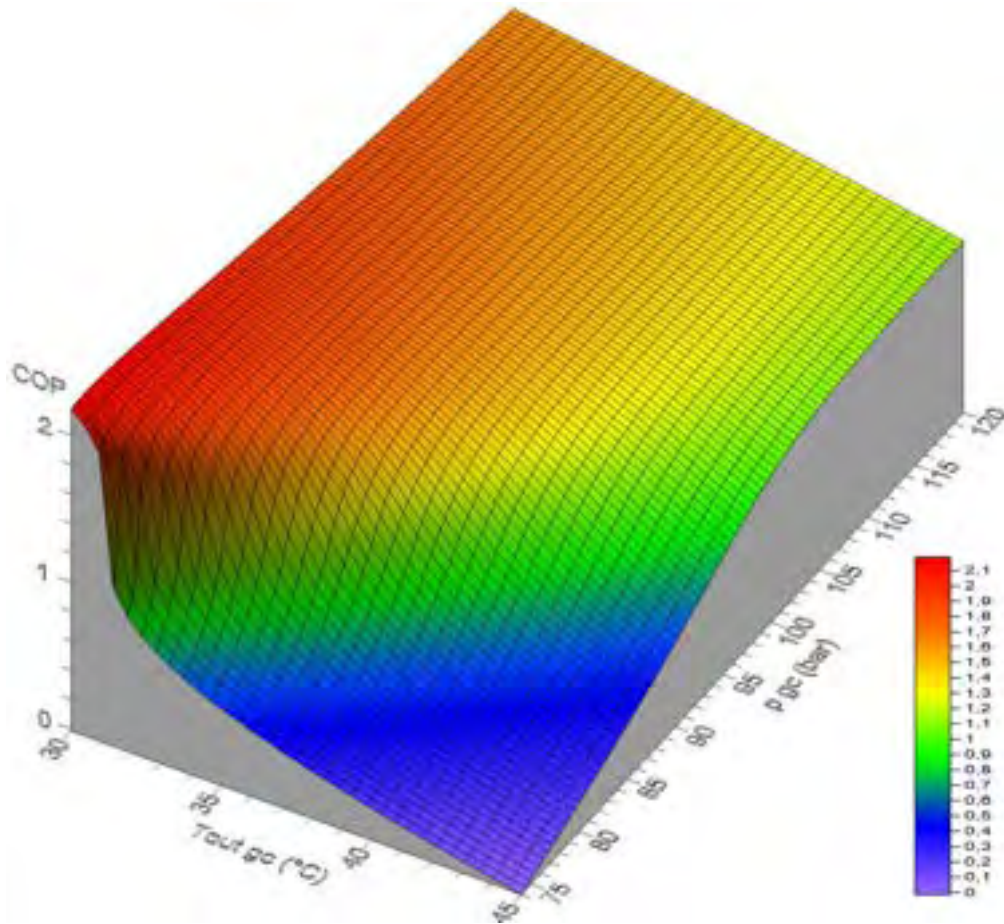


Figura 11. COP_f per $T_{out,gc}$ compresa tra 30 e 45 °C e p al gas cooler compresa tra 74 e 120 bar . $T_{eva} = -10\text{ °C}$

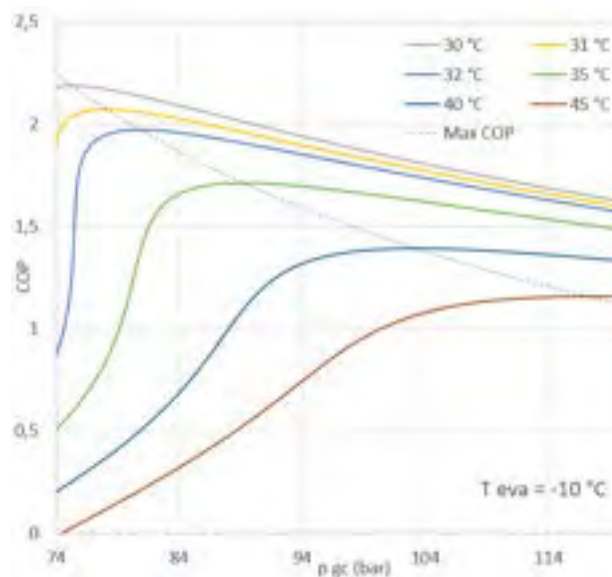


Figura 12. COP_f in funzione della p al gas cooler per varie $T_{out,gc}$ e $T_{eva} = -10\text{ °C}$

Osservando i grafici si nota che le curve $COP_f(p_{gc})$ sono asimmetriche rispetto ai valori p_{opt} (per i quali si hanno i valori massimi di COP_f a quella temperatura), in modo tale che per valori di pressione di poco superiori a quella ottimale il COP_f si riduce in modo graduale, mentre per pressioni inferiori la riduzione si accentua bruscamente. Questo comportamento può essere spiegato a partire dalla forma delle curve isoterme della CO_2 e delle curve di compressione. La quantità $(h_2 - h_1)$, ovvero il lavoro unitario di compressione, è pressoché lineare con l'aumentare della pressione. Per l'effetto frigorifero l'andamento è più complesso, a causa della forma delle curve isoterme nel piano p-h. In particolare, la variazione di entalpia conseguente ad un aumento di pressione a temperatura costante (ovvero la derivata dell'entalpia rispetto alla pressione a temperatura costante), che indica di quanto diminuisce l'entalpia in uscita al gas cooler all'aumentare della pressione, dipende fortemente dalla pressione soprattutto per condizioni vicine a quelle critiche. Nella regione in cui le isoterme sono quasi orizzontali, una piccola variazione di pressione ha poca influenza sull'aumento del lavoro di compressione ma fa aumentare molto la capacità di refrigerazione, perché l'entalpia in ingresso all'evaporatore diminuisce notevolmente anche per piccole differenze di pressione.

Questo effetto è più marcato per temperature di uscita dal gas cooler vicine a quella critica. Oltre un certo valore di pressione (e di temperatura all'uscita del gas cooler) l'andamento delle isoterme nel piano p-h riprende a crescere con una pendenza sempre maggiore, cosicché, da un certo punto in poi, l'aumento del lavoro di compressione conseguente ad un rapporto di compressione crescente non è più compensato da un analogo aumento della capacità frigorifera all'evaporatore. Pertanto, analizzando il rapporto tra i due salti entalpici, quello al compressore e quello all'evaporatore, ovvero il COP_f , si trova l'andamento precedentemente descritto.

Per temperature di evaporazione maggiori (indagate in questo rapporto fino a 10 °C) si hanno andamenti qualitativamente simili, illustrati nelle Figure 13 e 14, nei quali l'effetto principale è quello dell'aumento del COP, a parità di altri parametri, con l'aumentare della temperatura all'evaporatore

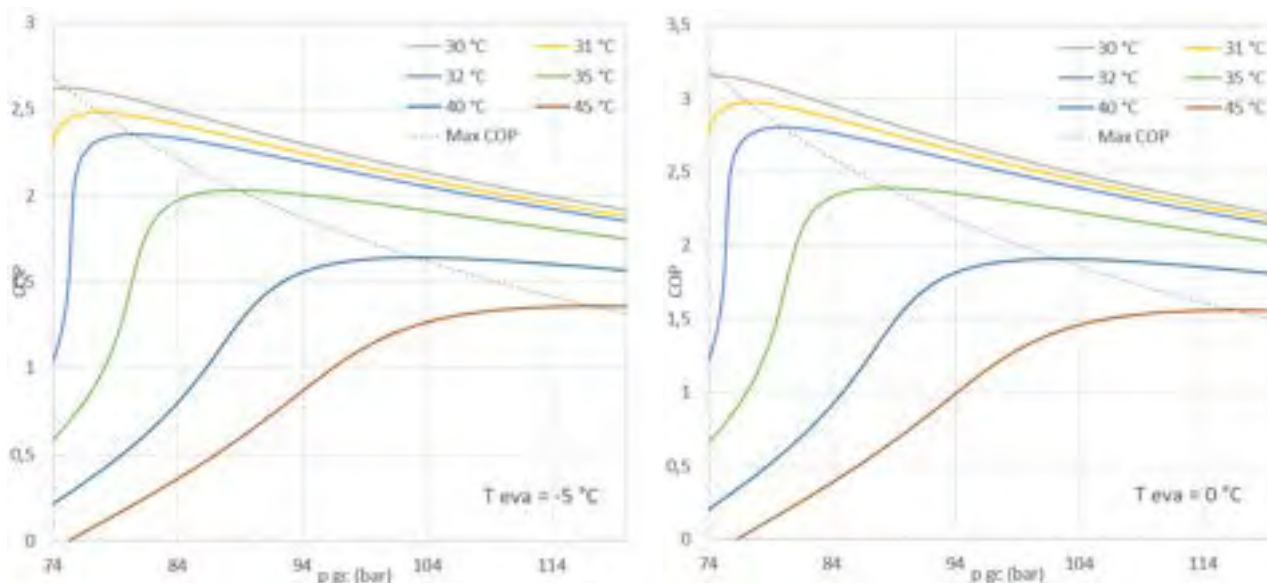


Figura 13. COP_f in funzione della p al gas cooler per varie $T_{out,gc}$ e $T_{eva} = -5$ °C (sx.) e 0 °C (dx.)

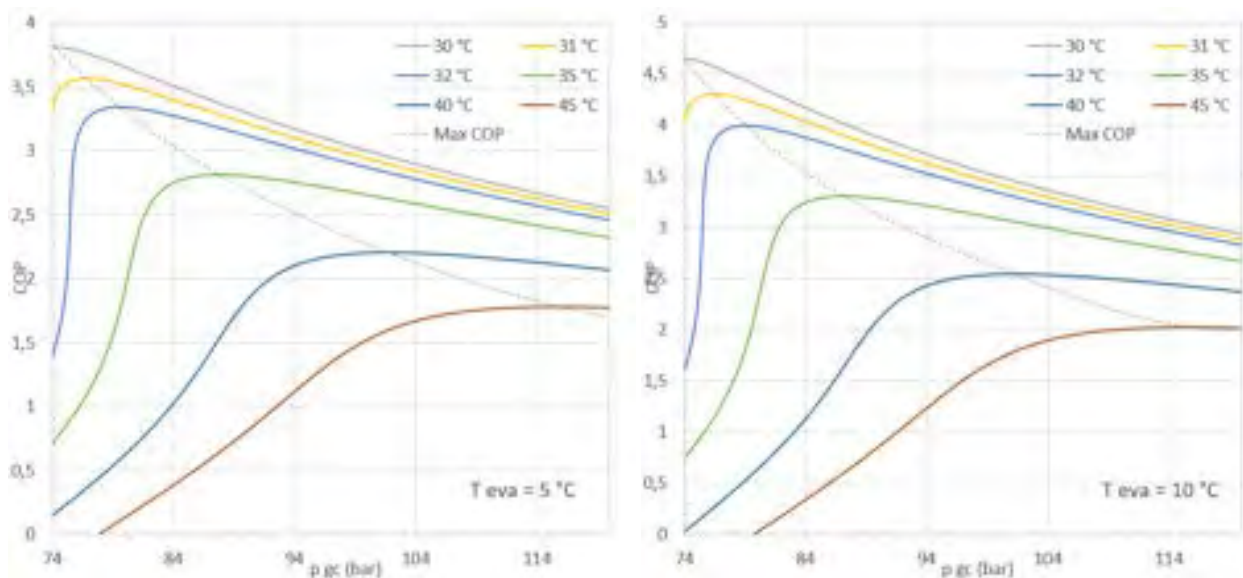


Figura 14. COP_f in funzione della p al gas cooler per varie $T_{out,gc}$ e $T_{eva} = 5\text{ °C}$ (sx.) e 10 °C (dx.)

2.4.4 La pressione ottimale per massimizzare il COP_f

Dal punto di vista strettamente matematico il COP_f dipende da molti fattori, pertanto la sua massimizzazione coinvolge numerose variabili. In teoria, se si considera il ciclo transcritico comprensivo delle sorgenti di scambio con l'evaporatore e il gas cooler, se ne possono individuare fino a 15: la pressione al gas cooler, il surriscaldamento in uscita dall'evaporatore, le capacità termiche orarie e le temperature di ingresso dei fluidi secondari all'evaporatore e al gas cooler, le caratteristiche geometriche dell'evaporatore, del gas cooler e dell'eventuale scambiatore di recupero interno, il fattore di dissipazione del calore HDF (o, equivalentemente, il rendimento del motore η_m), la portata volumetrica utile del compressore e almeno 4 costanti empiriche per calcolare, nelle forme più semplici, il rendimento isentropico del compressore e quello volumetrico.

Vari autori hanno cercato soluzioni numeriche al problema della massimizzazione del COP_f , proponendo correlazioni polinomiali. Le varie espressioni sono basate su molte ipotesi che differiscono tra loro a seconda dello studio effettuato e del comportamento sperimentale dell'impianto testato. In generale, le metodologie di semplificazione seguite prevedono di trascurare completamente l'influenza di alcune variabili, come ad esempio la portata volumetrica utile del compressore e, in diversi casi, le caratteristiche geometriche degli scambiatori di calore. Inoltre, in alcuni casi sono state introdotte delle costanti empiriche per affrontare il problema quasi esclusivamente su base termodinamica. Se l'obiettivo è il controllo del ciclo di lavoro di una macchina reale al variare delle condizioni operative, in modo da mantenere sempre un COP_f vicino a quello ottimale, le ipotesi di cui sopra debbono essere attentamente valutate, perché, come ben espresso in [6], in questo caso alcune variabili sono solo apparentemente indipendenti tra loro. Se si considerano invece gli aspetti teorici di indagine sulle potenzialità dei cicli termodinamici, pur inseriti in una macchina reale, è lecito restringere la dipendenza del COP_f , e della pressione ottimale che lo massimizza, a poche variabili: pressione al gas cooler, temperatura di evaporazione, temperatura di uscita dal gas cooler, grado di surriscaldamento in uscita dall'evaporatore e rendimento isentropico complessivo. Naturalmente, si dovrà dare per fissato il tipo di ciclo (a semplice compressione o bi-stadio, con scambiatore interno di recupero oppure no, ecc..)

Una delle prime correlazioni sviluppate per un ciclo a semplice compressione è quella di Kauf [21], dipendente solo dalla temperatura di uscita dal gas cooler:

$$p_{opt} = 2.6 \cdot T_{out,gc} - 7.54,$$

nell'ipotesi che essa sia collegata alla temperatura ambiente dalla relazione $T_{out,gc} = T_{env} + 2.9$. La temperatura è espressa in °C e la pressione in bar. Gli intervalli di validità sono, per la temperatura

ambiente, 35-50 °C e per la pressione 91-130 bar. La temperatura di evaporazione fu considerata costante e pari a 5.3 °C.

Liao et al. [2] hanno proposto una correlazione che tiene conto anche della temperatura di evaporazione:

$$p_{opt} = (2.778 - 0.0157T_e)T_{out,gc} + 0.381T_{eva} - 9.34,$$

valida per temperature di evaporazione comprese tra -10 °C e 20 °C e temperature al gas cooler tra 30 °C e 60 °C. Vari autori hanno sviluppato correlazioni simili (lineari come la prima o con due variabili come la seconda), con piccole modifiche ai coefficienti. A titolo di esempio, si può citare quella di Chen [22]:

$$p_{opt} = 2.68 \cdot T_{out,gc} - 6.797,$$

ricavata con la stessa ipotesi di Kauf sulla T_{env} . Yang et al. [23] propone una forma identica a quella di Liao, con coefficienti diversi:

$$p_{opt} = (2.918 - 0.018T_e)T_{out,gc} + 0.471T_{eva} - 13.955,$$

valida per gli stessi intervalli di temperature di Liao. La correlazione di Liao è stata modificata anche da Aprea et al. [3] e da Zhang et al. [4], con alcuni coefficienti correttivi, sulla base di dati sperimentali da loro ricavati: in particolare si ha [3]

$$p_{opt} = p_{Liao} - 0.003T_{out,gc} + 0.174,$$

e [4]

$$p_{opt} = p_{Liao} + 0.00473T_{out,gc} - 0.1801.$$

Esistono anche correlazioni più complesse, con espressioni polinomiali di secondo o di terzo grado. Nel caso in cui il gas cooler sia raffreddato ad acqua alcuni autori considerano tra le variabili che influenzano la pressione ottimale la temperatura di ingresso dell'acqua. Tra le polinomiali, Sarkar et al. [24] propone

$$p_{opt} = 4.9 + 2.256T_{out,gc} - 0.17T_{eva} + 0.002T_{out,gc}^2;$$

un'altra correlazione polinomiale è quella di Qi et al. [25]

$$p_{opt} = 132.2 - 8.4T_{out,gc} + 0.3T_{out,gc}^2 - 0.00277T_{out,gc}^3.$$

Analizzando le singole correlazioni, emerge che spesso sono presenti ulteriori ipotesi che non rendono del tutto confrontabili i cicli considerati per ricavarle. In particolare, come precisato da Cecchinato [6] e da Yang [23], le ipotesi sul rendimento isentropico, quasi sempre assunto come costante e in alcuni casi addirittura unitario, quelle sul surriscaldamento in ingresso al compressore e quelle sull'influenza o meno dello scambiatore interno a recupero sono diverse per ogni lavoro, cosicché può accadere, come in effetti accade, che all'interno del modello sviluppato la correlazione fornisca comunque i valori di COP_f massimi per le condizioni particolari di quel ciclo, che sono però diverse da quelle del ciclo ipotizzato per lo sviluppo di un'altra correlazione.

Si aggiunga inoltre, per completezza, che la maggior parte delle analisi sono volte a determinare correlazioni che forniscano il valore della pressione. L'approssimazione inevitabilmente presente nelle equazioni di interpolazione dei dati (sperimentali o ricavati per simulazione) è fonte di errori che, sebbene contenuti per quanto riguarda la previsione del valore di pressione ottimale, possono tradursi in differenze di COP_f notevoli, poiché la dipendenza $COP_f = COP_f(p)$ non è lineare, come già mostrato nella Figura 11. In altri termini, un errore del 6-7% sul valore della pressione ottimale, può significare, soprattutto se viene stimato per difetto, una variazione del COP_f anche del 60% [23]⁴.

⁴ Si deve precisare, tuttavia, che le condizioni analizzate in [23] riguardano valori prossimi ai margini degli intervalli delle temperature analizzate, in presenza di gradienti molto elevati della funzione $COP_f(p)$, laddove qualsiasi tentativo di interpolazione può comportare errori locali molto elevati, pur trattandosi di correlazioni che sul resto del dominio studiato mantengono un livello di errore contenuto entro valori ampiamente accettabili.

2.4.5 Lo sfruttamento del calore al gas cooler

Una variabile di interesse nello studio dei sistemi frigoriferi a CO₂ basati sul ciclo transcritico è la temperatura del fluido all'uscita del compressore, ovvero quella massima del ciclo, che in alcune condizioni può trovarsi sopra i 100 °C. Più precisamente, essa dipende dalle condizioni di ingresso al compressore (ovvero dalla temperatura di evaporazione), dalla pressione al gas cooler e dal rendimento isentropico del compressore. La Figura 15 riporta l'andamento della temperatura all'uscita del compressore in funzione della pressione al gas cooler per diversi valori della temperatura di evaporazione, nell'ipotesi che non ci sia surriscaldamento all'uscita dall'evaporatore e che il rendimento isentropico sia calcolato con l'interpolante illustrata in Figura 10. Si osserva che in molte condizioni operative può accadere che la temperatura all'uscita del compressore sia superiore a 75 °C, valore preso a riferimento per l'analisi delle potenzialità di sfruttamento dell'entalpia in sistemi frigoriferi ad assorbimento, svolta nel paragrafo successivo.

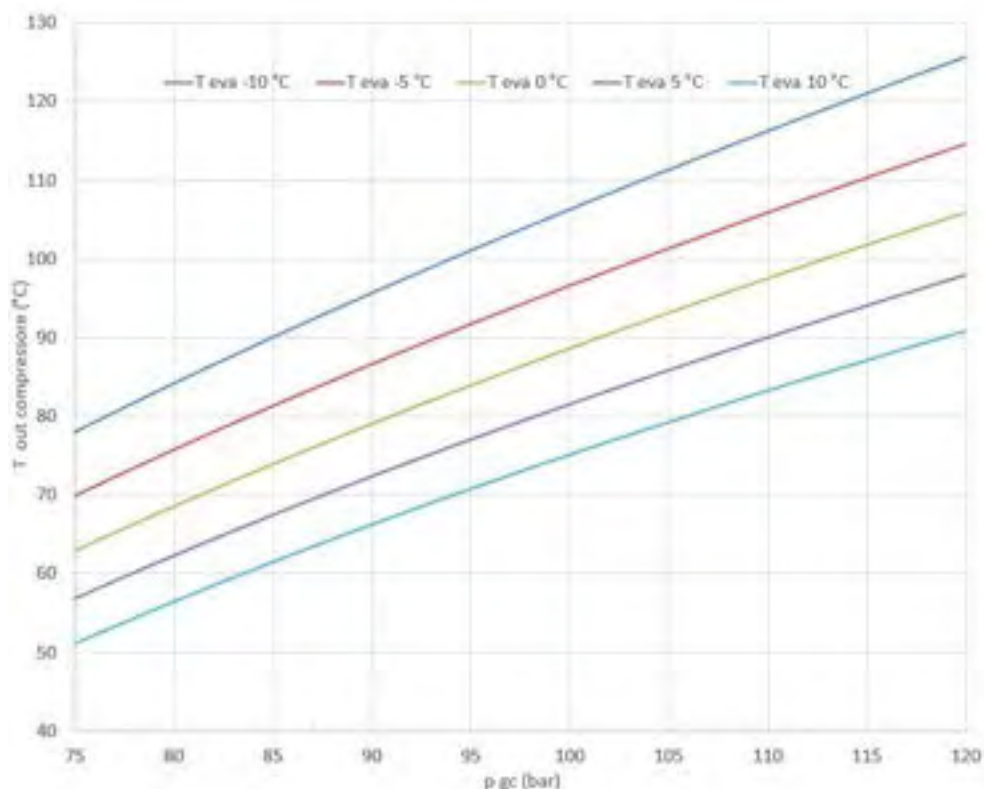


Figura 15. Temperatura di uscita dal compressore in funzione della temperatura di evaporazione

Per valutare l'effettiva praticabilità del recupero di energia dal fluido all'uscita del compressore è necessario considerare l'entalpia disponibile nel fluido compresso, in funzione delle altre variabili. Nell'ipotesi di recuperare il calore fino alla temperatura di scarico dal gas cooler (che, si ricordi, incide sul COP_r, ovvero sulle prestazioni in funzionamento frigo), gli andamenti dell'entalpia disponibile sono rappresentati nelle Figure 16, 17 e 18, per vari livelli di temperatura all'evaporatore, ovvero -10 °C, 0 °C e 10 °C. Per una maggior compressione è stato riportato un asse delle ascisse secondario, che indica la temperatura all'uscita del compressore, secondo la dipendenza illustrata in Figura 15. L'entalpia disponibile cresce con la pressione al gas cooler ma non linearmente. A parità di pressione dipende naturalmente dalla temperatura a cui riesce ad essere raffreddato il fluido, determinata dalle condizioni di scambio termico con il sistema di recupero. Per temperature di scarico dal gas cooler, T_{out,gc} inferiori a 35 °C circa, l'andamento dell'entalpia assume una forma caratteristica con un ginocchio, ovvero c'è un intervallo di pressioni all'interno del quale l'aumento di entalpia è molto rapido. Questo comportamento si presenta fino a valori di temperatura prossimi a quella critica. Dal punto di vista operativo, se l'obiettivo è quello del funzionamento stabile di una macchina, è opportuno operare a pressioni che siano superiori a quella del ginocchio poiché una riduzione improvvisa della pressione o un aumento della temperatura minima di

scarico dal gas cooler possono essere gestite senza difficoltà rispetto alla variazione della portata. Si deve considerare, infatti, che la potenza disponibile è data dal prodotto dell'entalpia per la portata in massa.

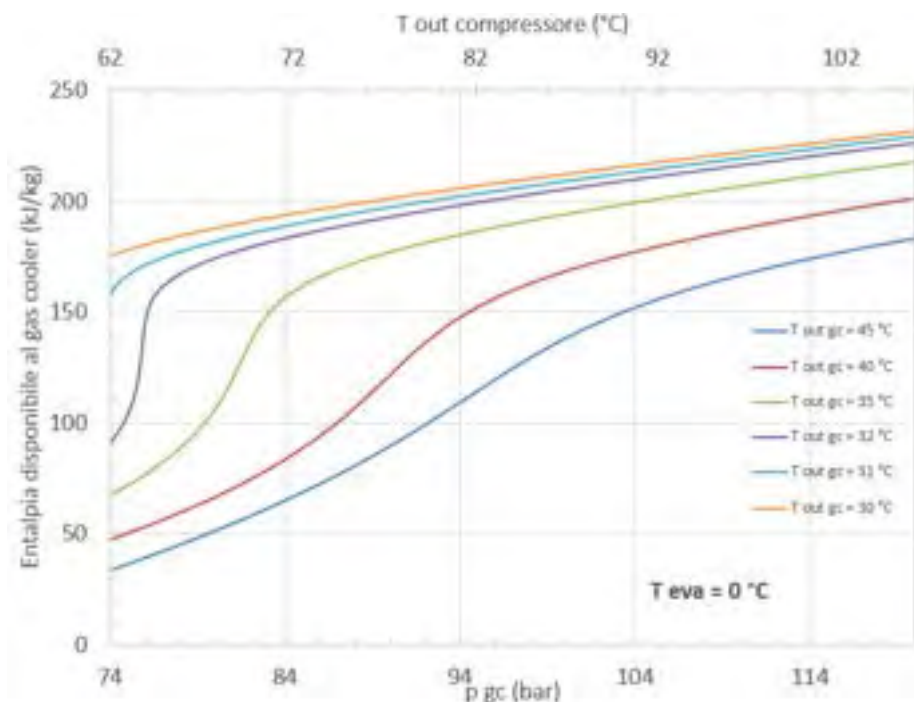


Figura 16. Entalpia disponibile al gas cooler in caso di sfruttamento fino alla temperatura minima di uscita – $T_{eva} = -10\text{ °C}$

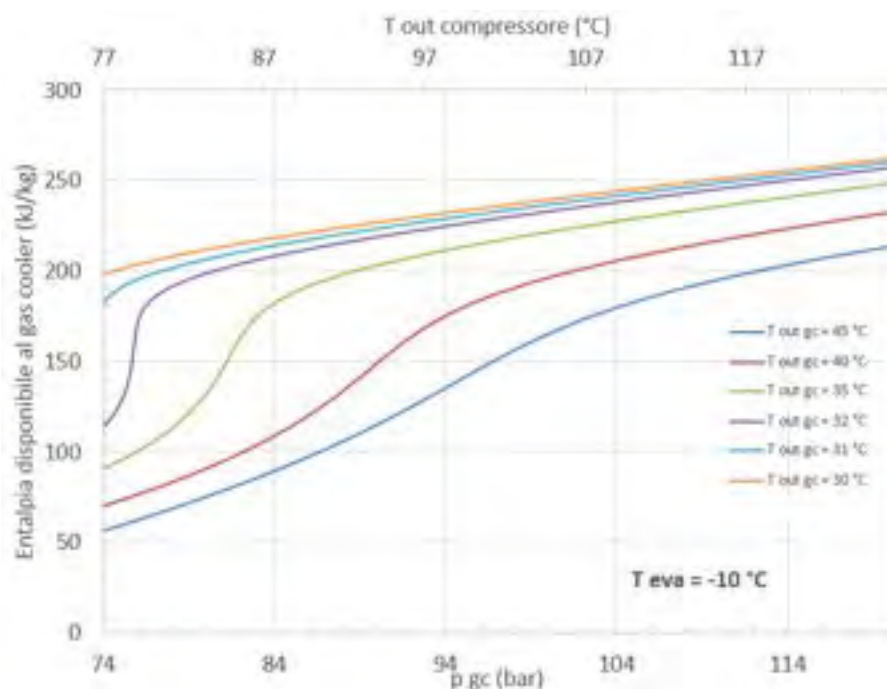


Figura 17. Entalpia disponibile al gas cooler in caso di sfruttamento fino alla temperatura minima di uscita – $T_{eva} = 0\text{ °C}$

Se la temperatura all'evaporatore è più alta, come nel caso delle Figure 17 e 18, le curve hanno un andamento simile con quantità di entalpia disponibile inferiori, a parità di pressione al gas cooler. Per temperature di uscita dal gas cooler intorno a 30 °C, ad esempio, passando dalla temperatura di evaporazione di -10 °C a quella di 0 °C si ha una riduzione media dell'entalpia disponibile al gas cooler dell'11% circa e del 22% circa quando si passa a 10 °C all'evaporatore. All'estremo opposto, con la temperatura di uscita dal gas cooler di 45 °C, si osserva una riduzione dell'entalpia disponibile al gas cooler fortemente influenzata dalla pressione, almeno per valori inferiori a 100 bar. Per valori più alti la riduzione si stabilizza, ed è intorno al 14-16% nel passaggio dalla temperatura di evaporazione di -10 °C a quella di 0 °C e del 27-31% salendo all'evaporatore fino a 10 °C.

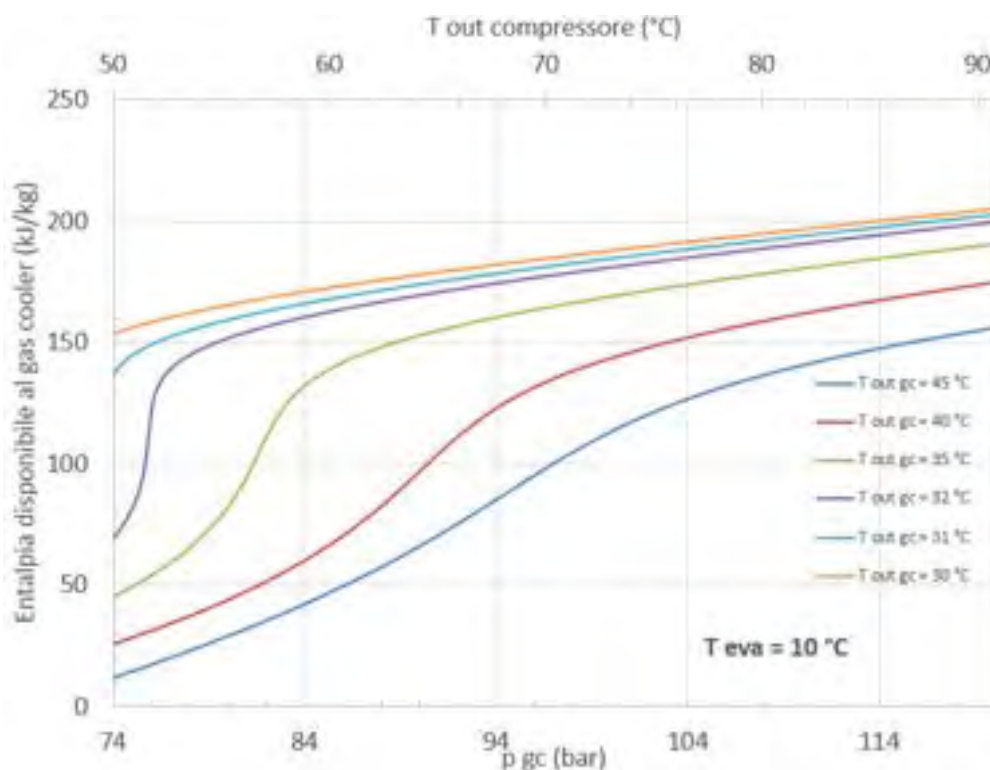


Figura 18. Entalpia disponibile al gas cooler in caso di sfruttamento fino alla temperatura minima di uscita – $T_{eva} = 10\text{ °C}$

2.4.6 Studio dell'incremento della potenza frigorifera con una macchina ad assorbimento

Una delle possibilità tecniche di recupero del calore a temperature medio-basse, usualmente superiori a 75 °C, è quella di impiegare l'energia a disposizione per alimentare una macchina frigorifera ad assorbimento. Nel caso presente, la capacità frigorifera prodotta andrebbe a sommarsi a quella della macchina frigorifera principale. In questo rapporto tecnico si riportano i risultati di una simulazione preliminare riguardante l'accoppiamento di due macchine frigorifere, di cui una ad assorbimento alimentata dallo scarico del compressore di quella principale, valutandone il potenziale in varie condizioni operative e sotto ipotesi di massima sufficientemente conservative. Si suppone di sfruttare il fluido caldo in uscita dal compressore fino alla temperatura di 75 °C, utilizzando un sistema di refrigerazione ad assorbimento operante in singolo effetto. Per il COP_f della macchina ad assorbimento, definito come la potenza frigorifera prodotta rispetto alla potenza termica in ingresso, si considera un valore medio di 0,6, indipendentemente dalla temperatura del fluido di alimentazione⁵.

Le prestazioni di un sistema accoppiato come descritto possono essere valutate in termini di capacità frigorifera aggiuntiva a confronto con il ciclo frigorifero transcritico senza il recupero termico. Come mostra la Figura 19, concettualmente simile alla Figura 12, in cui sono state sovrapposte con linea tratteggiata le

⁵ L'ipotesi è volutamente conservativa, data la natura preliminare del presente studio.

curve del COP_f del sistema complessivo a quelle del COP_f del ciclo base, il sistema ad assorbimento fornisce un contributo netto che può essere notevole in condizioni particolari, come quelle che combinano le basse temperature all'evaporatore con un'alta temperatura di scarico dal gas cooler. Ciò avviene ad esempio per i sistemi di condizionamento e refrigerazione durante la stagione estiva. Quantitativamente, se la temperatura all'evaporatore è di $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, si possono raggiungere, a parità di pressione al gas cooler, miglioramenti del COP_f superiori al 40%. La Tabella 2 riporta i dati più importanti sia con la pressione ottimale del solo ciclo a compressione, sia riguardo alla pressione ottimale per il ciclo complessivo.

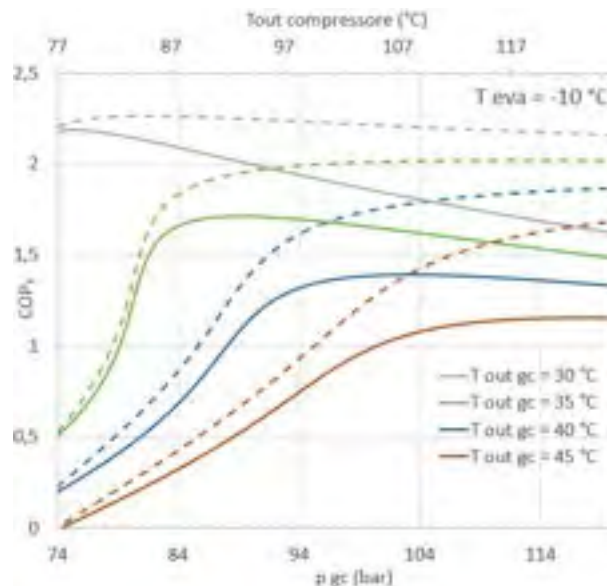


Figura 19. Andamento del COP del ciclo base (linee continue) e del COP del ciclo base + ciclo assorbimento (linee tratteggiate) – $T_{eva} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Dalla Figura 19 si osserva un comportamento comune a tutte le curve rappresentate, ovvero la tendenza ad appiattirsi molto all'aumentare della pressione. Questo andamento rende via via meno efficace ai fini dell'aumento del COP_f l'aumento di pressione al gas cooler, cosicché non è utile spingersi oltre certi valori per conseguire solo un aumento di temperatura senza aumentare il COP_f del sistema complessivo. Si osserva anche che al di sopra di una certa temperatura di uscita dal gas cooler, intorno a $36\text{ }^{\circ}\text{C}$, l'andamento del COP_f del sistema complessivo è sempre crescente e il massimo viene raggiunto per pressioni al gas cooler sensibilmente superiori a 120 bar, come evidenziato in Tabella 2.

Tabella 2. Prestazioni del ciclo complessivo (base + assorbimento) per alcuni livelli di $T_{out,gc}$; $T_{eva} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$

$T_{out,gc}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	COP_f max ciclo base	p_{opt} (bar)	COP_f ciclo complessivo a p_{opt}	COP_f max ciclo complessivo
30	2,186	75,3	2,231 (+2,1%)	2,265 (81,5 bar)
35	1,714	89,2	1,952 (+13,9%)	2,021 (112,6 bar)
40	1,393	103,3	1,782 (+27,9%)	1,883 (135,9 bar)
45	1,156	117,4	1,668 (+44,4%)	1,764 (147,1 bar)

Per temperature di evaporazione più alte gli andamenti sono riportati nella Figura 20, riferita alle temperature di $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, e nella Figura 21, riferita alle temperature di $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Si osserva innanzitutto che, per avere una temperatura utile in uscita dal compressore (ovvero almeno $75\text{ }^{\circ}\text{C}$, secondo le condizioni fissate per poter sfruttare l'entalpia del fluido in un sistema ad assorbimento), e un guadagno di COP_f dall'utilizzo del sistema base più quello ad assorbimento, si deve superare un valore minimo di pressione, che cresce linearmente con la temperatura di evaporazione, secondo la relazione

$$p_{min} = 1,35662 \cdot T_{eva} + 86,1396,$$

in cui T_{eva} è espressa in °C e la pressione in bar.

Si osserva anche, tuttavia, che tale pressione può risultare significativamente maggiore di quella ottimale per il ciclo base e che, a seconda dei casi, il COP_f del sistema complessivo potrebbe essere minore di quello massimo del ciclo base.

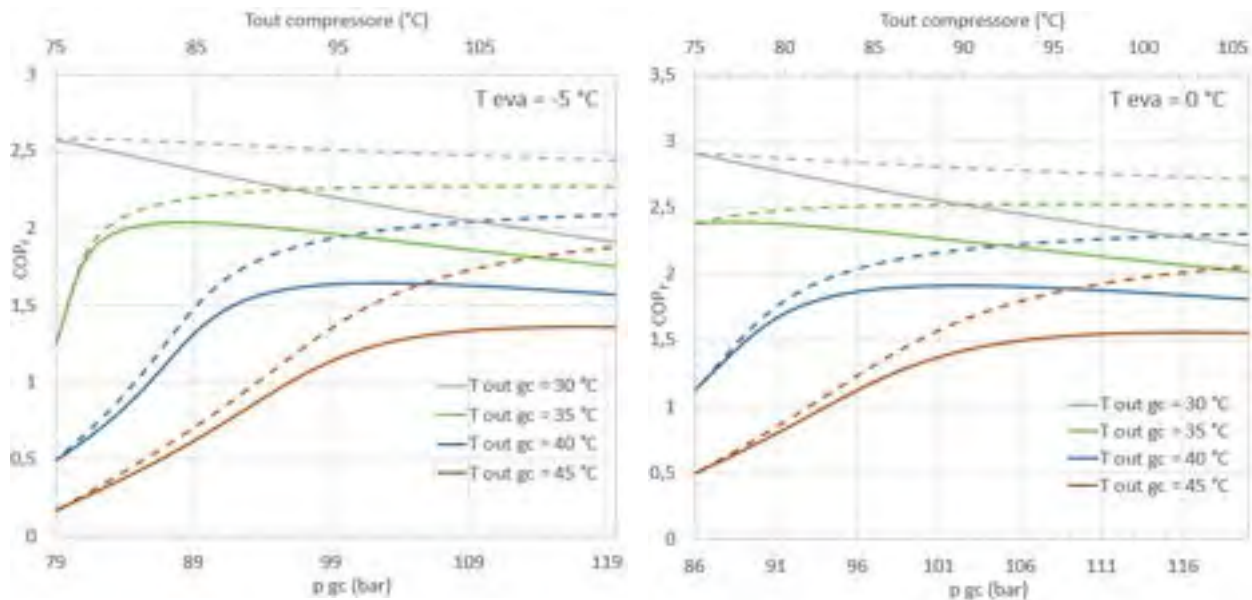


Figura 20. Andamento del COP_f del ciclo base (linee continue) e del COP_f del ciclo base + ciclo assorbimento (linee tratteggiate) – $T_{eva} = -5$ °C (sx.) e 0 °C (dx.)

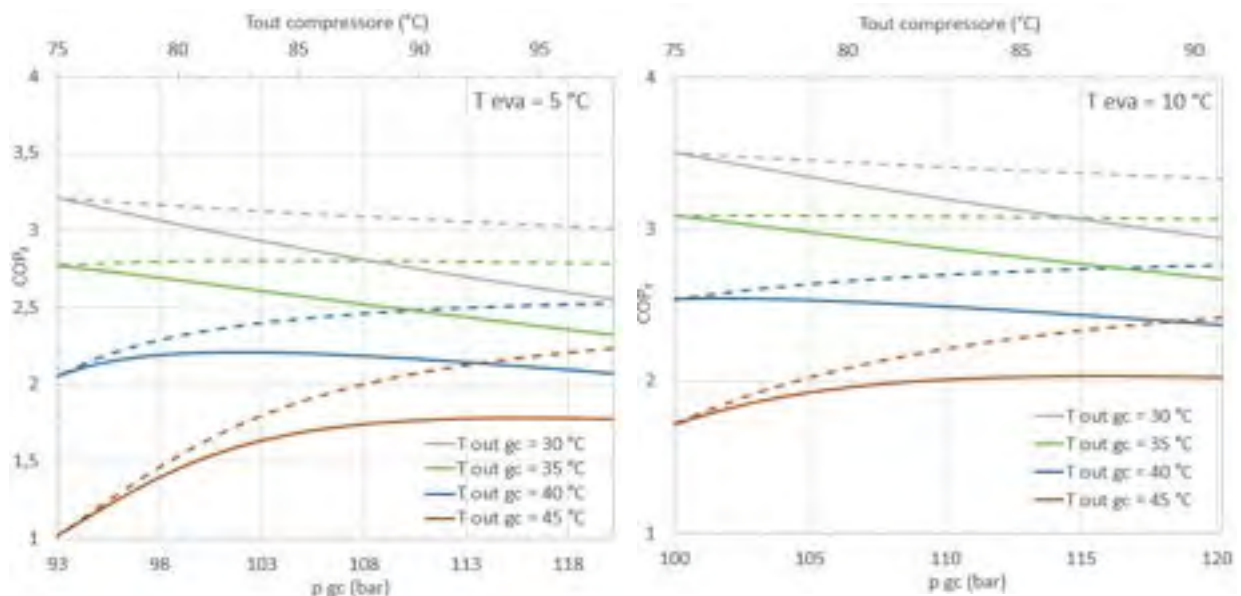


Figura 21. Andamento del COP_f del ciclo base (linee continue) e del COP_f del ciclo base + ciclo assorbimento (linee tratteggiate) – $T_{eva} = 5$ °C (sx.) e 10 °C (dx.)

L'intersezione del valore di pressione minima sopra definito con le curve delle Figure 12, 13 e 14 determina il valore minimo della temperatura in uscita dal gas cooler, in funzione della temperatura di evaporazione, per il quale la pressione ottimale del ciclo base risulta superiore a quella minima, cosicché l'accoppiamento del sistema ad assorbimento è conveniente, in quanto il COP_f del sistema complessivo è maggiore di quello

del ciclo base a parità di pressione, quindi anche alla pressione ottimale del ciclo base. La correlazione che fornisce il valore minimo di $T_{out,gc}$ in funzione della T_{eva} è data da

$$T_{out,gc} = 0,52 \cdot T_{eva} + 34,2,$$

con entrambe le temperature espresse in °C. Se la temperatura di uscita dal gas cooler è inferiore a quella così determinata, la pressione ottimale del ciclo è inferiore a quella minima, per cui il COP_f complessivo, pur essendo maggiore di quello del ciclo base a parità di pressione (per pressioni superiori a quella minima, altrimenti il ciclo ad assorbimento non può essere impiegato), risulterà inferiore al COP_f massimo del ciclo base.

Il seguente esempio numerico chiarisce meglio il concetto: si consideri il ciclo base operante con una temperatura all'evaporatore pari a 0 °C. Per queste condizioni la pressione minima di uscita dal compressore, che garantisca una temperatura di almeno 75 °C, è pari a circa 86 bar. Come si può anche osservare, pur solo qualitativamente, dalla Figura 20, per la pressione di 86 bar alcune curve del COP_f del ciclo base presentano una derivata negativa, fino ad una certa temperatura di uscita dal gas cooler, in corrispondenza della quale il comportamento si inverte. In questo caso tale temperatura è pari a 34,2 °C. Se la temperatura di uscita dal gas cooler è inferiore a questa, ad esempio è pari a 32 °C, il COP_f massimo del ciclo base è 2,803, per una pressione ottimale di 80,03 bar, per la quale la temperatura di uscita dal compressore è di 68,6 °C, insufficiente per poter sfruttare il calore in un ciclo ad assorbimento. Il COP_f massimo che si può ottenere per il ciclo complessivo, con 32 °C di uscita dal gas cooler, è pari a 2,732 con una pressione di 87,9 bar, ovvero un valore inferiore a quello massimo del ciclo base ad una pressione superiore.

Si consideri, viceversa, una temperatura di uscita dal gas cooler pari a 37 °C; il COP_f massimo del ciclo base in questo caso vale 2,176 ad una pressione ottimale di 93,87 bar, a cui corrisponde una temperatura di uscita dal compressore pari a 82,9 °C. Con il ciclo complessivo, il COP_f massimo vale 2,435 (+ 11,9%) a 121,1 bar, con un aumento di pressione eccessivo; in questo caso, tuttavia, mantenendo la stessa pressione ottimale del ciclo base, per effetto di quanto dettagliato sopra, il COP_f del sistema complessivo aumenta fino a 2,319 (+6,6%). La Figura 22 illustra graficamente quanto appena descritto.

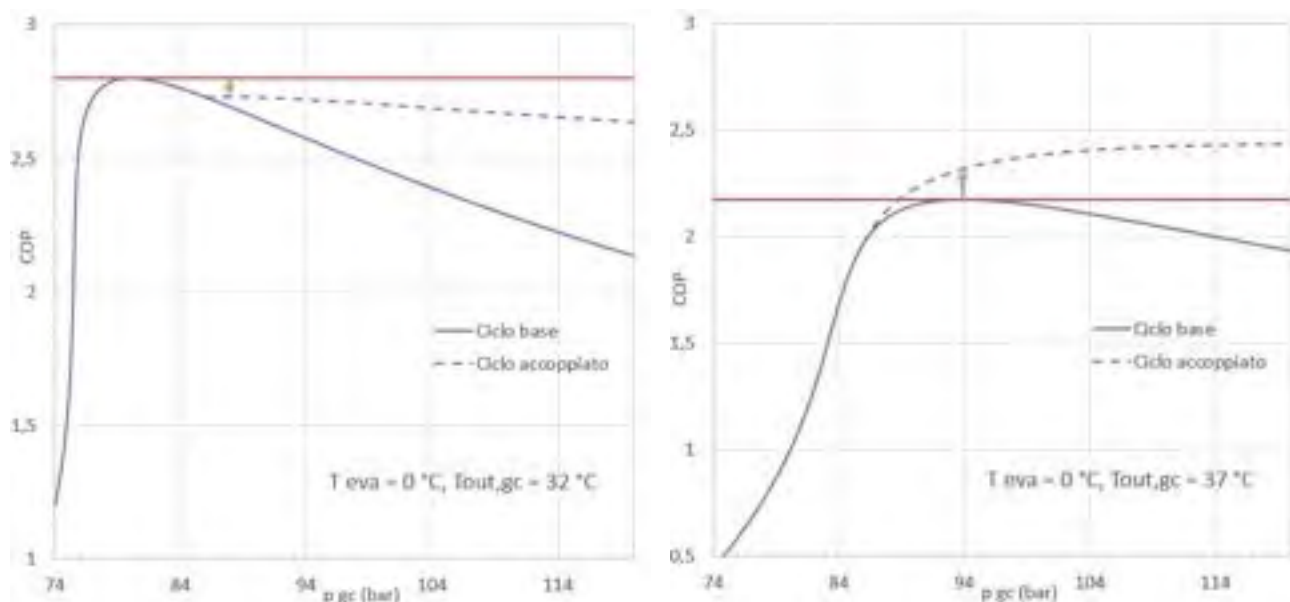


Figura 22. Descrizione dell'effetto di $T_{out,gc}$ in due casi: $T_{out,gc} < T_{out,gc}$ minima (sx.) e $T_{out,gc} > T_{out,gc}$ minima (dx.)

I risultati dell'analisi effettuata sono riassumibili nelle Figure 23 e 24. La prima riporta l'andamento dell'aumento del COP_f (COP_f del sistema complessivo/ COP_f max del ciclo base) in funzione della temperatura di uscita dal gas cooler, avendo come parametro la temperatura di evaporazione; è possibile quindi calcolare rapidamente quale guadagno può essere conseguito in funzione di T_{eva} e $T_{out,gc}$. Il secondo

grafico mette in relazione le due temperature riportando le curve di guadagno del COP_f costante, cosicché è possibile identificare la regione in cui il COP_f del ciclo complessivo è maggiore di quello del ciclo base ed anche le condizioni per cui l'aumento del COP_f supera un certo valore, ovvero gli intervalli utili (di T_{eva} e $T_{out,gc}$) a partire da un aumento di COP_f fissato.

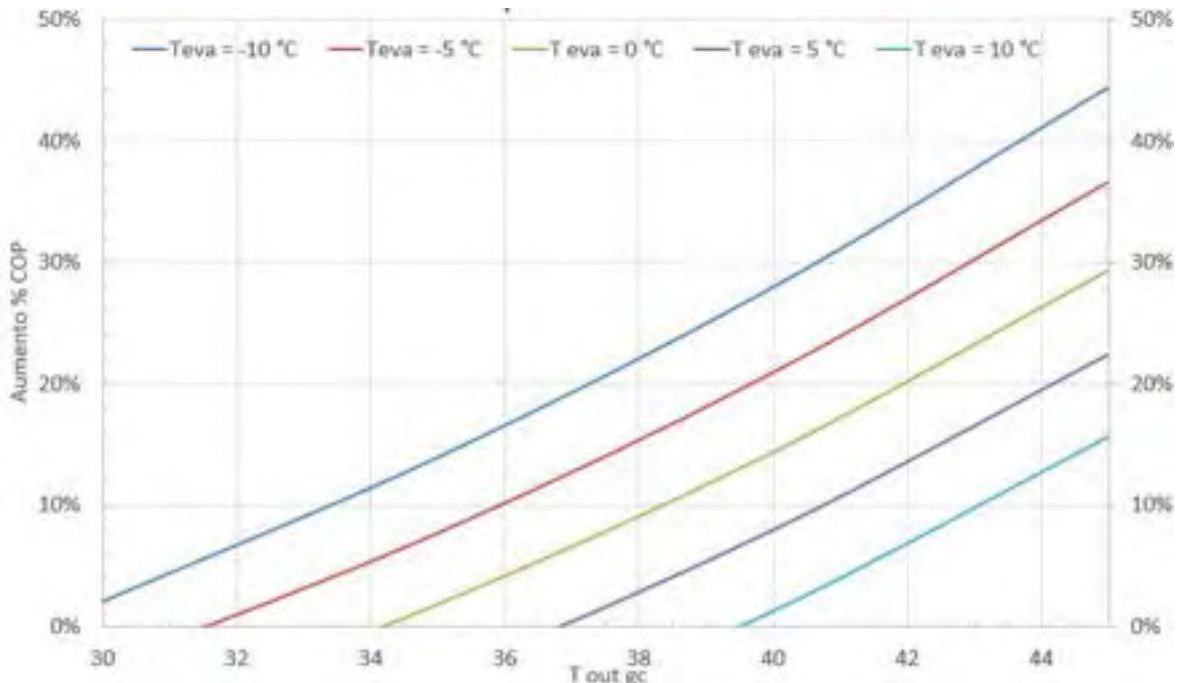


Figura 23. Aumento % del COP_f del ciclo complessivo in funzione di $T_{out,gc}$ e T_{eva}

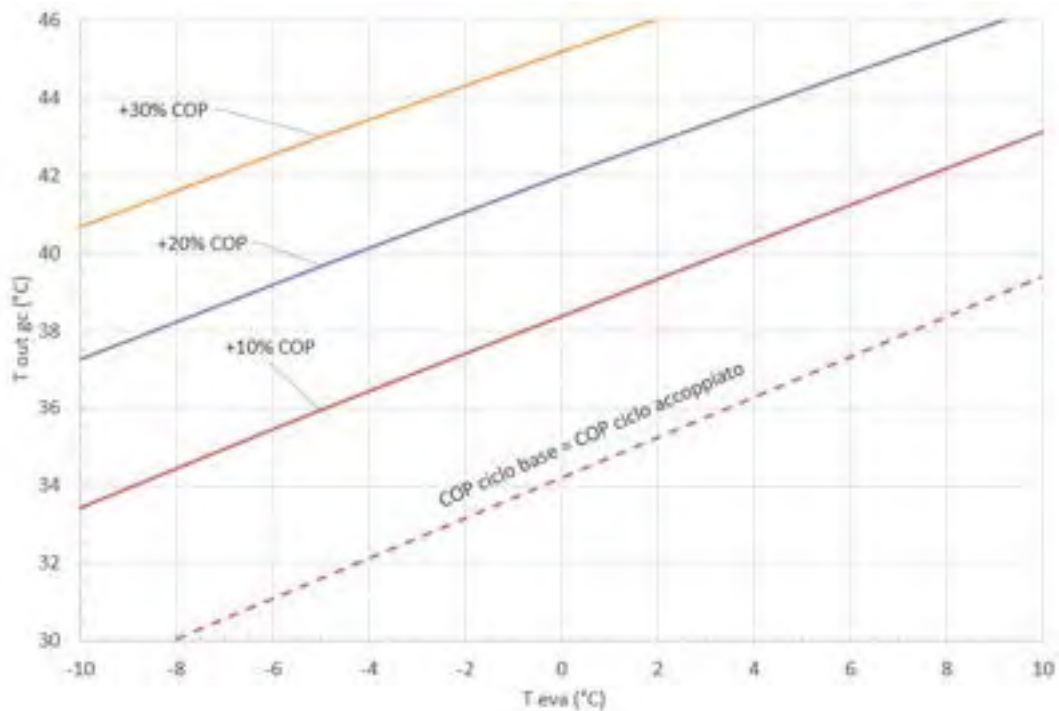


Figura 24. Curve a guadagno di COP_f costante rispetto al COP_f di base

2.4.7 Considerazioni sullo scambio termico nel recupero del calore al gas-cooler

Nel paragrafo precedente, per lo sfruttamento del calore del fluido in uscita dal compressore è stata considerata una macchina ad assorbimento, secondo specifiche ipotesi sulla temperatura minima utile di alimento e sul suo COP_f . Più in generale, qualsiasi sia il sistema di recupero termico, un aspetto da non trascurare è quello che riguarda la relazione fondamentale tra l'entalpia disponibile e la possibilità di sfruttarla, attraverso il diagramma T-h, che descrive il profilo del recupero termico.

Nella Figura 25 è riportato tale diagramma per la temperatura di evaporazione di $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sulle ordinate compare la temperatura lungo lo scambiatore che, in corrispondenza dell'ascissa di 0 kJ/kg, indica le condizioni all'uscita dal compressore, dipendenti dalla temperatura di evaporazione e dal rendimento isentropico di compressione. Il diagramma fornisce indicazioni importanti sulla pendenza delle curve T-h, strettamente legata all'inverso del calore specifico del fluido considerato. Nel caso della CO_2 , laddove vi sia un aumento molto rapido del calore specifico al variare della temperatura, ad esempio per valori di pressione prossimi a quella critica, la temperatura del fluido tenderà a variare sempre più lentamente, con le relative implicazioni sullo scambio termico. Infatti, il profilo di temperatura del fluido che scambia con la CO_2 sarà condizionato da quello della CO_2 stessa, secondo quanto stabilisce il II principio della Termodinamica.

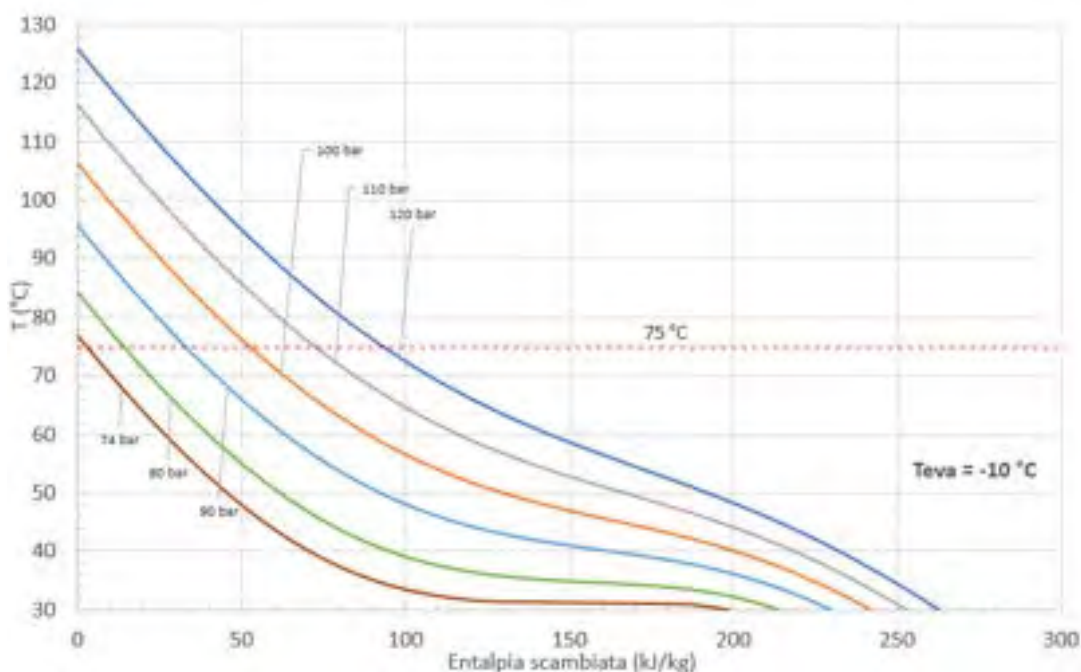


Figura 25. Diagramma T-h: profilo del recupero termico della CO_2 con $T_{\text{eva}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Qualora si voglia recuperare tutto il calore fino alla temperatura ambiente e si utilizzi un fluido di raffreddamento con calore specifico all'incirca costante sull'intervallo di temperatura considerato, come ad esempio l'acqua, il profilo T-h di quest'ultimo è un tratto di retta a pendenza costante, in grado di adattarsi bene alla curva della CO_2 solo per le pressioni più elevate. Per pressioni basse, la curva T-h della CO_2 si allontana sempre di più dall'andamento a pendenza costante, con il risultato che aumentano le irreversibilità nello scambio termico dovute al necessario rispetto dei vincoli imposti dal pinch-point. Una possibile alternativa, in questi casi, è rappresentata dall'impiego di più sistemi in serie (con più scambiatori), che operano come pozzi di calore separati su intervalli parziali di temperatura [26-28], in modo che tra la curva T-h della CO_2 e quella (spezzata) del fluido di raffreddamento ci sia un miglior accordo su tutto l'arco di temperature di scambio. Questo miglioramento andrebbe tuttavia valutato in rapporto all'aumento della complessità dell'impianto, dovendosi utilizzare più scambiatori di calore.

3 Conclusioni e sviluppi

L'attività sopra descritta ha riguardato la valutazione delle potenzialità di sfruttamento del calore disponibile al gas cooler di pompe di calore a CO₂. Con un apposito modello di simulazione del ciclo transcritico, è stato possibile definire quantitativamente, con un riscontro positivo, i margini di impiego del calore di scarto a bassa entalpia derivante dall'esercizio di impianti frigoriferi alimentati a CO₂, e calcolare il guadagno teoricamente conseguibile per il COP_f con una specifica applicazione di recupero termico, ovvero l'alimentazione di una macchina ad assorbimento attivata termicamente, che fornisce potenza frigorifera aggiuntiva. Nello studio sono stati considerati per le principali variabili gli intervalli tipici del funzionamento estivo, con temperature finali di scarico dal gas cooler comprese tra 30 °C e 45 °C e temperature all'evaporatore comprese tra -10 °C e 10 °C; la pressione di mandata del compressore è stata fatta variare tra 74 bar e 120 bar. È stato osservato anche che i miglioramenti più elevati si ottengono nelle condizioni più gravose di funzionamento del ciclo frigorifero base, cioè quelle caratterizzate dai COP_f più bassi.

In particolare, è stata considerata una macchina ad assorbimento avente un COP di 0,6 ed alimentata con lo scarico del compressore a temperature superiori a 75 °C. In queste condizioni, è stato calcolato che per temperature di scarico al gas cooler superiori a 33 °C si può aumentare il COP del 10%; se allo scarico del gas cooler si superano i 37 °C l'aumento del COP può raggiungere il 20% e, con temperature di scarico superiori a 40,5 °C circa, si può avere un aumento del COP del 30%. La successiva attività di ricerca dovrà essere svolta con riguardo ad una valutazione complessiva delle prestazioni, sia del ciclo frigorifero base sia del suo accoppiamento con la macchina ad assorbimento, in termini di comportamento su un arco temporale di riferimento, ad esempio quello stagionale, considerando quindi la variabilità delle condizioni esterne ($T_{out,gc}$) e la possibilità di modulazione del carico frigorifero (T_{eva}).

4 Riferimenti bibliografici

1. R. Lazzarin, Pompe di Calore, 2011, SGE, Padova.
2. S.M. Liao, T.S. Zhao, A. Jakobsen, A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, *Applied Thermal Engineering* 20 (2000), 831-841.
3. C. Aprea, M. Maiorino, Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system: an experimental study, *Applied Energy* 86 (2009), 2373-2380.
4. X. P. Zhang, X. W. Fan, F. K. Wang, H. G. Shen, Theoretical and experimental studies on optimum heat rejection pressure for a CO₂ heat pump system, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), 2537-2544.
5. P. Neksa, H. Rekstad, G.R. Zakeri, P.A. Schiefloe, CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *International Journal of Refrigeration* 21 (1998), 172-179.
6. L. Cecchinato, M. Corradi, S. Minetto, A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), 1812-1823.
7. M. Bernabei, L. Cecchinato, M. Chiarello, E. Fornasieri, Design and experimental analysis of a carbon dioxide transcritical chiller for commercial refrigeration, *Proceedings of 8th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, 2008, Copenhagen, Denmark, 295-302.
8. Y. Hwang, R. Radermacher, S. Hwang, H. Kook Lee, S. Ha, Performance potential of CO₂ cycle with a linear compressor, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 17-20, 2006, R107.
9. J.S. Brown, S.F. Yana-Motta, P.A. Domanski, Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a, *International Journal of Refrigeration* 25 (2002), 19-32.
10. L. Zhang, S. Gopalnarayanan, T. Sienel, Thermodynamic cycle analysis of air-to-water CO₂ heat pumps, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 17-20, 2006, R154.
11. R. Rieberer, H. Halozan, CO₂ Heat Pumps in Controlled Ventilation Systems, *Proceedings of IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, 1998, Oslo, Norway, 212-222.
12. D.M. Robinson, E.A. Groll, Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, *International Journal of Refrigeration* 21 (1998), 577-589.
13. S. Minetto, L. Cecchinato, R. Brignoli, S. Marinetti, A. Rossetti, Water-side reversible CO₂ heat pump for residential application, *International Journal of Refrigeration* 63 (2016), 237-250.

14. L. Cecchinato, M. Corradi, S. Minetto, A simplified method to evaluate the energy performance of CO₂ heat pump units, *International Journal of Thermal Sciences* 50 (2011), 2483-2495.
15. J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal, Transcritical CO₂ heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects, *Energy Conversion and Management* 46 (2005), 2053-2067.
16. S.G. Kim, Y.J. Kim, G. Lee, M.S. Kim, The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), 1064-1072.
17. Dorin Innovation, CO₂ semi-hermetic compressors, CD Series 2014, Officine Mario Dorin SpA.
18. G. Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 17 (1994), 292-301.
19. M.H. Kim, J. Pettersen, C.W. Bullard, Fundamental process and system design issues in CO₂ vapour compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004), 119-174.
20. V. Casson, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Girotto, S. Minetto, L. Zamboni, Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003), 926-935.
21. F. Kauf, Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles, *International Journal of Thermal Sciences* 38 (1999), 325-330.
22. Y. Chen, J. Gu, The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), 1238-1249.
23. L. Yang, H. Li, S. Cai, L. Shao, C. Zhang, Minimizing COP loss from optimal high pressure correlation for transcritical CO₂ cycle, *Applied Thermal Engineering* 89 (2015), 656-662.
24. J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal, Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004), 830-838.
25. P. Qi, Y. He, X. Wang, X. Meng, Experimental investigation of the optimal heat rejection pressure for a transcritical CO₂ heat pump water heater, *Applied Thermal Engineering* 56 (2013), 120-125.
26. A. Zsebik, S. Balikó, Z. Csata, Heat Recovery from CO₂ Refrigeration Systems, *Energy Engineering* 111 (2014), 41-56.
27. J. Stene, Residential CO₂ heat pump system for combined space heating and hot water heating, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), 1259-1265.
28. A. Heinz, K. Martin R. Rieberer, O. Kotenko, Experimental analysis and simulation of an integrated CO₂ heat pump for low-heating-energy buildings, *Proceedings of 9th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, 2010, Sydney, 367-376.

5 Abbreviazioni ed acronimi

ODP: Ozone Depletion Potential

GWP: Global Warming Potential

TEWI: Total Equivalent Warming Potential

COP: Coefficient of Performance

COP_f: Coefficient of Performance in condizioni di funzionamento frigo