

# Scambiatori di calore ad aria per circuiti frigoriferi a CO<sub>2</sub>

Soluzioni alternative agli impianti a HFC tradizionali stanno diventando un argomento sempre più importante, con l'obiettivo di ridurre l'impronta di carbonio. Per questo motivo l'impiego di refrigeranti naturali nel campo della refrigerazione ha mostrato un aumento notevole negli ultimi anni. La CO<sub>2</sub> sembra una soluzione eccellente e ecologica, visto che non è tossica e non infiammabile, il che sono dei vantaggi interessanti in confronto ad altri refrigeranti naturali come idrocarburi ed ammoniaca. La vera sfida è progettare un impianto con un livello di efficienza uguale o superiore agli impianti a HFC attuali



CO<sub>2</sub> Gas cooler con spray (Potenza estate = 500kW)

**Q**uesto articolo descrive i parametri più significativi che incidono sulla prestazione del circuito a CO<sub>2</sub>, focalizzando sull'apporto che può dare un progetto efficiente degli scambiatori di calore ad aria ventilati. Le proprietà della CO<sub>2</sub> si distinguono parecchio da quelle attuali di HFC e pongono dei problemi importanti ai progettisti, dovuto alle condizioni d'esercizio ad alta pressione. D'altra parte, le sue alte caratteristiche di scambio termico, le sue buone proprietà termofisiche e la modesta perdita di pressione aprono delle possibilità interessanti per la definizione di scambiatori di calore ad alte prestazioni. L'articolo illustra per primo i punti chiave della progettazione delle unità di raffreddamento d'aria,

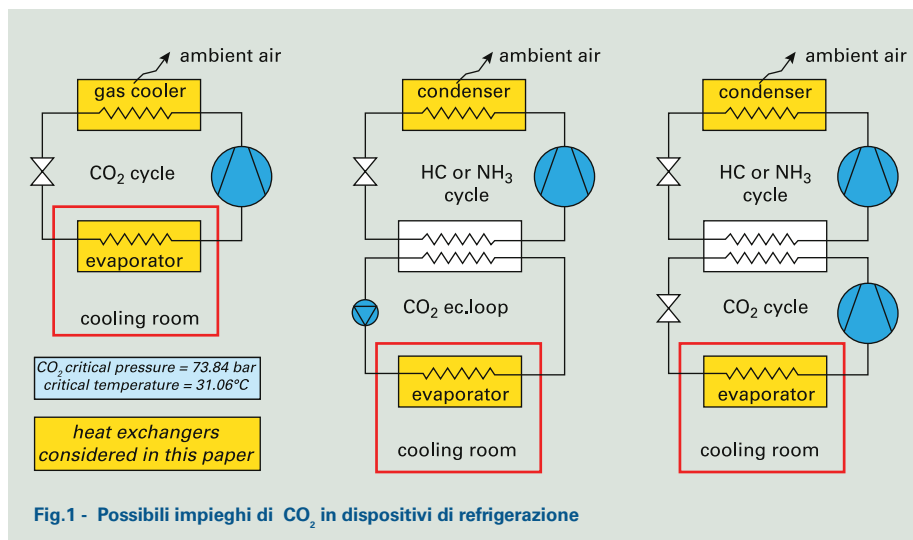
le differenze in confronto a prodotti a HFC e sottolinea la necessità di un piccolo volume interno. Saranno analizzati i raffreddatori d'aria ad espansione diretta ed a pompa. Il gas cooler a CO<sub>2</sub> è comunque un prodotto veramente impegnativo. Questa unità non può essere considerata un adattamento dei condensatori a HFC esistenti e richiede una completa riprogettazione. La pressione d'esercizio è quasi il quadruplo (120 bar) e la temperatura è alta il doppio (150°C). Queste caratteristiche richiedono un progetto diverso che sia in grado di corrispondere alle severe condizioni di progettazione ed, allo stesso tempo, sfruttare le proprietà completamente diverse del fluido. In confronto ad un condensatore a HFC, un gas cooler può garantire un livello molto più alto

di riscaldamento della aria attraverso lo scambiatore e richiede una bassa portata d'aria con conseguente inferiore potenza assorbita dai ventilatori. L'articolo illustra i passi principali della buona progettazione di gas coolers (scelta del materiale, resistenza meccanica, disposizione dello scambiatore per un'alta efficienza) e lo sviluppo di un precisissimo metodo di calcolo per scambiatori di questo tipo; i risultati di diverse prove confermano l'alta precisione della previsione della software. L'attività di progettazione era concentrata sull'ottenere uno scambiatore con tubi di piccolo diametro, piccolo carico di refrigerante e una circuitazione che può abbassare l'approach temperature. Infine, per un impianto di refrigerazione è necessario assicurare una bassa temperatura

dall'uscita del gas cooler anche in condizioni estive. Questo è infatti un parametro chiave per ridurre la potenza assorbita dal compressore, e la soluzione di spruzzare acqua demineralizzata sulle superfici dello scambiatore sembra essere molto vantaggiosa. Una spiegazione dettagliata di questa tecnologia è inclusa, mostrando effetti significativi sul risparmio energetico, spiegando il modo corretto per spruzzare l'acqua sulle superfici alettate e indicando le proprietà fisiche dell'acqua da spruzzare.

## Introduzione

Nel campo della refrigerazione, l'utilizzo di fluidi "naturali", incluso  $\text{CO}_2$ , viene spesso proposto come soluzione radicale per eliminare l'effetto serra causato dagli idrocarburi alogenati appartenenti alla categoria degli HFC. La  $\text{CO}_2$  è un gas di serra, infatti il più importante e il più famigerato, ma le quantità coinvolte, anche in caso d'impiego massiccio nel campo della refrigerazione, sarebbero molto piccole confrontandole con quelle prodotte durante gli processi di combustione. Il suo GWP (potenziale di riscaldamento globale) è in ogni caso molto basso in confronto agli HFC (uno a varie migliaia). Inoltre la  $\text{CO}_2$  non comporta alcun problema d'inflammabilità, né d'impatto sullo strato d'ozono. Tuttavia, c'è un rischio serio che l'impiego di  $\text{CO}_2$  potrebbe non essere completamente positivo per quanto riguarda la limitazione dell'effetto serra. Sebbene l'apporto diretto sia praticamente zero, l'effetto indiretto aumenterebbe, se i circuiti frigoriferi a  $\text{CO}_2$  fossero meno efficienti di quelli tradizionali, dovuto ad un consumo superiore d'elettricità, causando più alte emissioni di  $\text{CO}_2$  e di altri inquinanti provenienti dalle centrali elettriche consumando più carburanti fossili. Per questo motivo vale sempre tenere in mente che le soluzioni tecniche usate per migliorare gli aspetti ambientali non possono trascurare l'obiettivo di un'efficienza termodinamica elevata. La scelta appropriata della tecnologia dello scambiatore è una condizione fondamentale per ottenere dei valori



COP da circuiti a  $\text{CO}_2$  che permettono una reale riduzione dell'effetto serra. La  $\text{CO}_2$  si distingue in modo significativo da tutti gli altri fluidi alogenati e non alogenati e mette i progettisti di scambiatori di calore davanti a problemi particolari: la loro discussione è l'argomento di questo articolo.

## Circuiti a $\text{CO}_2$ per la refrigerazione

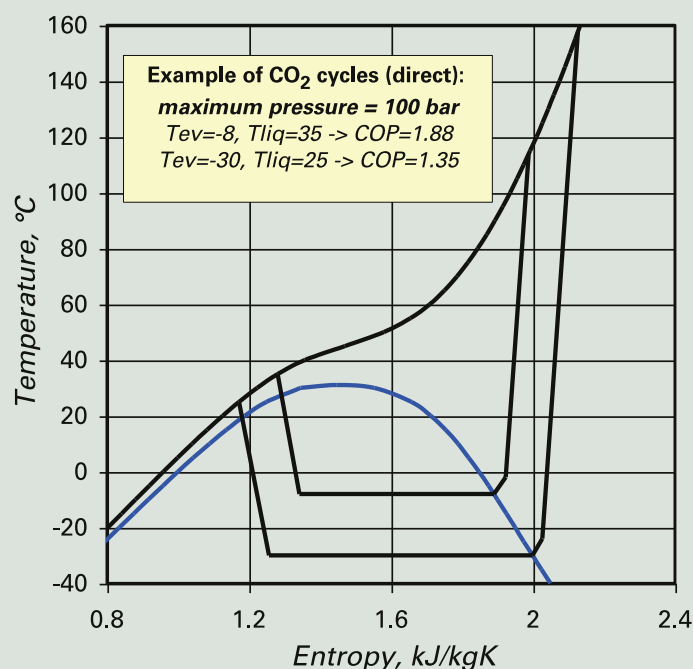
Prima di approfondire i problemi specifici riguardanti gli scambiatori di calore, si deve considerare i possibili metodi d'impiego di  $\text{CO}_2$  negli dispositivi di refrigerazione e gli aspetti relativi al circuito termodinamico, anche se solo riassumendo. Ci sono tre soluzioni possibili (fig.1):

La soluzione più semplice – con un circuito di raffreddamento normale funzionante a  $\text{CO}_2$  (sulla sinistra in fig.1) – è la più difficile dal punto di vista dell'applicazione: la bassa temperatura critica di  $\text{CO}_2$  agisce in un modo che, per poter trasmettere calore all'aria ambiente, si dovrebbe utilizzare dei circuiti ipercritici, usando dunque delle pressioni molto più alte di quelle solitamente impiegate nel campo della refrigerazione. Lo scambiatore di calore utilizzato per raffreddare la  $\text{CO}_2$  ad alta pressione viene chiamato "gas cooler": sarà analizzato dettagliatamente più tardi. Nel diagramma al centro di fig.1,  $\text{CO}_2$  liquido viene prodotto tramite l'evaporazione di un altro fluido in un circuito frigorifero; alimenta gli

evaporatori rappresentando il carico di raffreddamento; la circolazione viene sostenuta da una sola pompa.

La terza soluzione comporta un circuito frigorifero a cascata: un circuito ad alta temperatura funge come mezzo di condensazione per il circuito a bassa temperatura funzionante a  $\text{CO}_2$ ; in questo caso, la  $\text{CO}_2$  non lavora mai a pressioni alti, perché, di fatto, condensa ad una temperatura vicina all'evaporazione del circuito superiore (per esempio 0/-10°C).

Tutti i casi richiedono un evaporatore a  $\text{CO}_2$  operante a pressione moderata (da 14.3 a 38.6 bar passando da -30 a +4°C), come discusso in sezione 3. I condensatori a  $\text{CO}_2$  delle soluzioni 2 e 3 non sono di interesse, siccome non funzionano ad aria. In soluzione 1, il gas cooler rappresenta un dispositivo innovativo. Per capire le sue condizioni d'esercizio, si deve fare riferimento al circuito termodinamico di un raffreddatore a  $\text{CO}_2$  come nel primo schema di figura 1. La forma del circuito, mostrato in figura 2, si allontana in modo significativo da quella di un circuito convenzionale con condensazione a temperatura costante. Per trasmettere calore all'ambiente ad una temperatura sufficientemente alta, la pressione massima è superiore a quella critica (73,84bar) e si vedono delle temperature all'uscita del compressore particolarmente alte. Data la temperatura d'evaporazione ( $T_{ev}$ )

Fig. 2 - Circuito frigorifero a CO<sub>2</sub>

## TABELLA 1 - ALCUNE PROPRIETÀ TERMOFISICHE DI CO<sub>2</sub> E R404A (FONTE: NIST REFPROP)

Temperatura		-8 °C	-30 °C
Fluido		CO <sub>2</sub>	R404A
Densità liquido saturo	[kg/m <sup>3</sup> ]	972.1	1182.8
Densità vapore saturo	[kg/m <sup>3</sup> ]	76.30	23.76
Calore specifico liquido saturo	[J/(kg · K)]	2239.2	1347.1
Conducibilità termica liquido saturo	[W/(m · K)]	124.2	81.5
Viscosità liquido saturo	[μPa · s]	123.7	198.0
Calore d'evaporazione	[kJ/kg]	253.6	172.8

dall'applicazione, le prestazioni di un circuito frigorifero sono determinate da:

- Pressione del circuito massimale all'uscita del compressore
- Temperatura del fluido (T<sub>liq</sub>) all'uscita del gas cooler;
- efficienza del compressore (sempre fissato a 70% in quest'analisi<sup>1</sup>);
- efficienza di eventuali scambiatore a gas/fluido (GLHX) (fissato a 0,6 se presente<sup>2</sup>)
- surriscaldamento del gas all'entrata del compressore (fissato a 6K).

Le proprietà termodinamiche utilizzate in questo studio sono di Refprop. L'effetto dei primi due parametri è illustrato in figura 3, per una temperatura d'evaporazione di -8°C, con e senza GLHX. La temperatura all'uscita del gas cooler è il parametro fondamentale, con effetto sia sul COP sia sulla pressione ottimale. In fig. 3 si

vede chiaramente che, dato una tale temperatura all'uscita del gas cooler, c'è una pressione che ottimizza il COP: questa tendenza non si trova in circuiti con refrigeranti convenzionali (HC, HFC, NH<sub>3</sub>), dove più bassa la pressione di condensazione, più alto il COP. Si vede inoltre che la presenza del GLHX migliora sicuramente il COP. Risultati simili si verificano a diverse temperature d'evaporazione. La temperatura all'uscita del gas cooler è quindi un parametro fondamentale per il circuito e costituisce la specificazione più importante per la progettazione dello scambiatore.

<sup>1</sup> Questo presupposto è rilevante per la prognosi del valore reale del COP e potrebbe influenzare il paragone tra CO<sub>2</sub> e i fluidi convenzionali. Poiché

questo non è lo scopo di quest'analisi, questo presupposto serve solo a fornire dei valori COP realistici e non influenza il paragone tra

### Evaporatori

Un evaporatore a CO<sub>2</sub> per applicazione nella refrigerazione non è sottoposto a pressioni d'esercizio particolarmente alte. È comunque necessario evitare sovrappressioni causati da inattività prolungata dell'impianto o da sbrinamento, dove la temperatura può salire ben oltre quella del locale frigorifero. Di solito occorrono delle pressioni d'esercizio di 45-60 bar. Tali valori non impongono un progetto particolare, ma soltanto un adattamento dello spessore delle pareti dei tubi e dei collettori. È importante determinare, se un air cooler progettato per refrigeranti HFC può funzionare correttamente con CO<sub>2</sub> e stimare le variazioni di potenza. C'è da premettere che le proprietà termofisiche di CO<sub>2</sub> sono favorevoli ad ottenere delle elevate prestazioni di scambio termico. La tabella 1 mostra che, rispetto a R404A, CO<sub>2</sub> ha un calore specifico superiore, una conducibilità termica superiore e una viscosità inferiore. Quest'ultimo dato, insieme ad una maggiore densità di vapore, concede meno perdite di pressione (i termini di variazione di temperatura dovuta alla variazione di pressione) alla stessa velocità di massa. Considerando che (alla stessa potenza) il maggior calore d'evaporazione comporta una portata di refrigerante inferiore, una riduzione delle perdite di pressione alla stessa potenza si rivela infatti molto significativa. Tabella 2 mostra i risultati di una previsione teorica per un evaporatore tipo F35HC 69 E 7 funzionante a CO<sub>2</sub> (inteso in confronto con R404A) a due diverse temperature d'evaporazione. I dati sono calcolati con una software interna usando correlazioni per la maggiore sviluppate internamente e calibrati grazie a varie prove in laboratorio. Nella tabella 2 qui sopra vengono mostrate le seguenti configurazioni di raffreddatori a CO<sub>2</sub>: Specificazioni invariate (N): un leggero aumento della potenza a

circuiti adoperando lo stesso fluido.

<sup>2</sup> Efficienza GLHX: l'efficienza d'uno scambiatore di calore è definito come rapporto

tra la potenza termica effettivamente scambiata e la potenza termica teorica che potrebbe essere scambiata in condizioni analoghe.

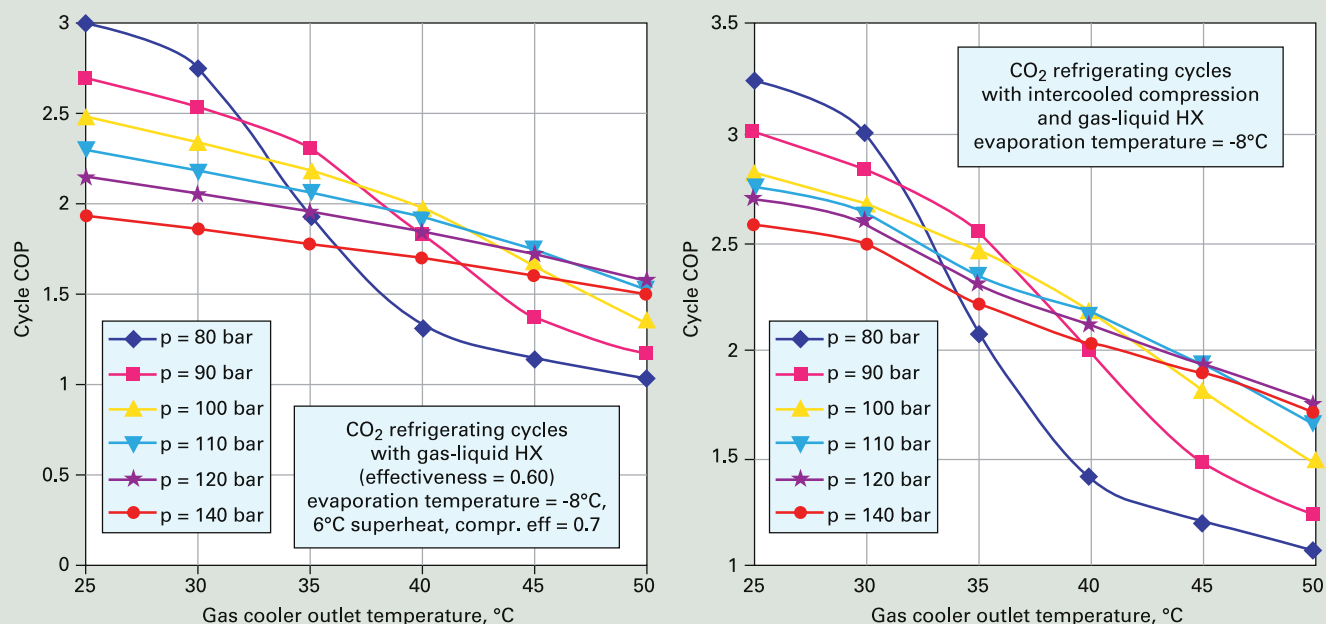


Fig. 3 - Prestazioni di circuiti a CO<sub>2</sub>, con e senza GLHX, con evaporazione a -8°C

-8°C, diventando più consistente a temperature basse (tra 3,5 e 11%); velocità del fluido e perdite di pressione sono molto basse. Riducendo il numero dei ingressi (N/2): la velocità all'interno del tubo torna a valori ottimali più 6-7% (che corrisponde secondo la nostra esperienza ad una perdita di pressione di tra 0,2 e 0,6 K), si vede un miglioramento della potenza in confronto al caso precedente. Riducendo il numero dei ingressi ed usando tubi lisci invece di tubi microalettate (N/3): tubi microalettate sono utili in caso di scarso coefficiente di scambio termico del refrigerante: la loro utilità si riduce a temperature d'evaporazione elevate, ma rimane significativo a temperature basse con un fluido con bassa densità.

### Gas Coolers

La progettazione dei gas coolers è considerevolmente più complesso, anche dovuto alla pressione d'esercizio più alta (fino a 150 bar), e pone alcune particolarità rilevanti.

### Aspetti termodinamici

L'aspetto fondamentale della progettazione termodinamica è che, a causa dell'alta temperatura media lungo l'isobaro superiore (responsabile dei modesti valori COP), con CO<sub>2</sub> è possibile portare l'aria di raffreddamento a temperature molto più alte di quelle verificandosi con un refrigerante con una fase di condensazione a temperatura costante. Figura 4 illustra questa situazione in modo molto chiaro: è evidente che con

CO<sub>2</sub> si può raggiungere un  $\Delta T$  dell'aria 2-3 volte più grande. Di conseguenza, si può utilizzare una portata d'aria ridotta nella stessa proporzione, alla stessa potenza termica. La grande riduzione della portata d'aria comporta dei vantaggi notevoli per quanto riguarda la riduzione dell'area frontale dello scambiatore (cioè l'ingombro in pianta dell'unità) e dell'energia elettrica necessaria per la ventilazione. Per quantificare queste affermazioni è stato sviluppato un metodo di calcolo in grado di tener conto della distribuzione particolare dei  $\Delta T$  tra CO<sub>2</sub> ed aria (come in figura 4), a condizione che i flussi siano disposti controcorrente<sup>3</sup>. Lo scambiatore è suddiviso in 20 sezioni computazionali: per ognuna di esse

## TABELLA 2 - PRESTAZIONI COMPARATIVE DI EVAPORATORI F35HC 69 E 7 CON R404A E CO<sub>2</sub>

	fluido		R404A		CO <sub>2</sub>	
			microalettate			liscio
	tipo di tubo		N	N	N/2	N/3
Tev= -8°C, $\Delta T_1 = 8K$	Potenza (risp. a R404A)	[%]	100.0	103.5	110.6	108.2
	Flusso di massa	[kg/(m <sup>2</sup> ·s)]	76.8	71.6	149.8	231.0
	Perdita di pressione	[K]	0.32	0.025	0.25	0.66
Tev= -30°C, $\Delta T_1 = 6K$	Potenza (risp. a R404A)	[%]	100.0	111.1	117.7	112.0
	Flusso di massa	[kg/(m <sup>2</sup> ·s)]	53.4	43.4	90.8	137.0
	Perdita di pressione	[K]	0.66	0.03	0.20	0.52

viene effettuata una valutazione indipendente del  $\Delta T$  logaritmico medio e del coefficiente di scambio termico all'interno del tubo, con la correlazione di Gnielinski per flussi a fase singola. Figura 5 mostra un esempio per come variano alcuni parametri importanti nelle sezioni computazionali. Si nota che: (i) il coefficiente di scambio termico presenta un massimo vicino al punto critico, (ii) l'area della superficie necessaria aumenta notevolmente nella parte finale fredda, a causa del  $\Delta T$  ridotto tra i due fluidi e la bassa velocità del liquido.

Tabella 3 mostra un confronto tra un condensatore a R404A del tipo di produzione standard SAV8T 3131 (potenza 168 kW a  $\Delta T=15K$ ) e dei gas coolers a  $CO_2$  della stessa fascia di potenza. Siccome la temperatura d'uscita di  $CO_2$  ha un ruolo preponderante, il confronto è stato effettuato in due modi: (i) a potenza identica, variando la temperatura finale, e (ii) con un  $\Delta T$  finale di 3 K, variando la potenza. In dettaglio le soluzioni proposte in Tabella 3: La prima soluzione è il riferimento R404A. La seconda soluzione presenta le stesse dimensioni di alette (area frontale e file) e la stessa ventilazione. La potenza è esuberante (ultima fila) o, in alternativa, si può ottenere un  $\Delta T$  molto ridotto (il valore 0,2 K è comunque solo teorico e con un flusso in controcorrente perfetto), il che è tutto dovuto da un  $\Delta T$  molto grande tra  $CO_2$  ed aria (con identica portata d'aria). La possibilità di ridurre la portata d'aria citata sopra non viene sfruttata in questa soluzione. La terza soluzione sfrutta a fondo questa possibilità, utilizzando soltanto un ventilatore invece di tre. La superficie dello scambiatore è stata ridistribuita per adattarsi in modo ottimale alla portata d'aria

<sup>3</sup> In scambiatori ad alette piane con 3-4 file (o più), di solito si può disporre il circuito in modo di ottenere una

traiettoria molto vicina alla controcorrente, con influenza trascurabile sulle prestazioni prognosticate.

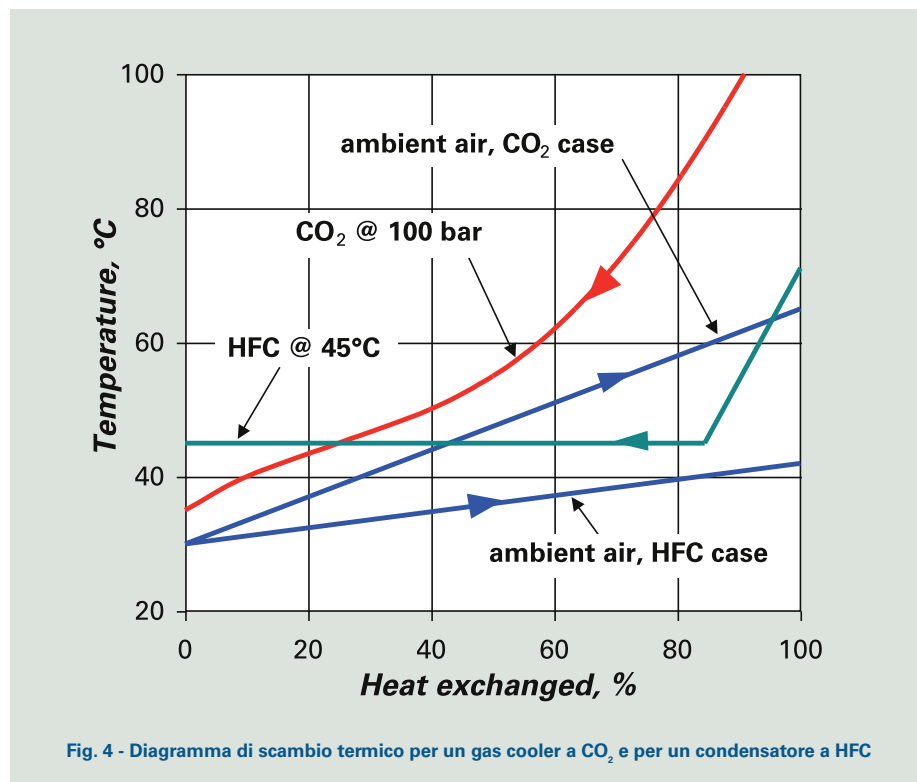


Fig. 4 - Diagramma di scambio termico per un gas cooler a  $CO_2$  e per un condensatore a HFC

ridotta: il numero di file è stato raddoppiato e la sezione frontale è stata dimezzata, con una superficie di scambio termico praticamente identica a quella originale. La potenza termica ad un  $\Delta T$  finale di 3 K è leggermente inferiore al riferimento (-4%), in presenza di una grossa riduzione delle dimensioni (50%), della potenza di ventilazione (66%) e del livello sonoro (4.8dB). Anche se qui si tratta di un calcolo teorico, dà alcune indicazioni chiare relative alla possibilità di usare le particolarità di  $CO_2$  per progettare uno scambiatore efficiente. Se infatti un gas cooler mette i progettisti davanti a serie difficoltà, a causa della pressioni alte, potrebbe anche aprire delle porte nuove verso lo sfruttamento di caratteristiche di costruzione innovative, che si distinguono molto dai condensatori a HFC tradizionali. In generale si può concludere che l'impiego di  $CO_2$  potrebbe comportare una riduzione significativa delle dimensioni delle apparecchiature (dovuta alla ventilazione ridotta) rispetto ad apparecchi con una potenza simile funzionante con refrigeranti convenzionali, anche con valori  $\Delta T$  finali bassi (per esempio, 3 K come in Tab. 3).

#### Definizione della geometria dello scambiatore

Un aspetto importante è la configurazione dello scambiatore. Come già descritto, il flusso di refrigerante coinvolto nell'impianto è ridotto rispetto a HFC, come anche la perdita di pressione (considerato in K). Questi aspetti, insieme alla pressione alta (obbligando alla riduzione del carico di refrigerante) suggeriscono il progetto di uno scambiatore con tubi con diametro più piccolo. Un'analisi tecnica approfondita eseguita prima con simulazione CFD e quindi controllata in laboratorio, usando una galleria del vento sofisticata, propone come compromesso migliore l'utilizzo di una geometria delle alette di 25 x 21,65mm, con una spaziatura di 2,1mm e turbolatori intagliati [2]. Il diametro dei tubi è 5/16". La configurazione della forma delle alette è il risultato di una lunga attività di ricerca mirata ad ottenere un'efficienza molto alta con una configurazione dello scambiatore con una portata d'aria inferiore e una profondità dello scambiatore superiore di un condensatore a HFC normale. In fig. 7 è illustrato lo scarto tra la simulazione CFD ed il risultato delle prove nella galleria del vento ad una velocità frontale dell'aria di 1 e 3m/s. Lo scarto massimo

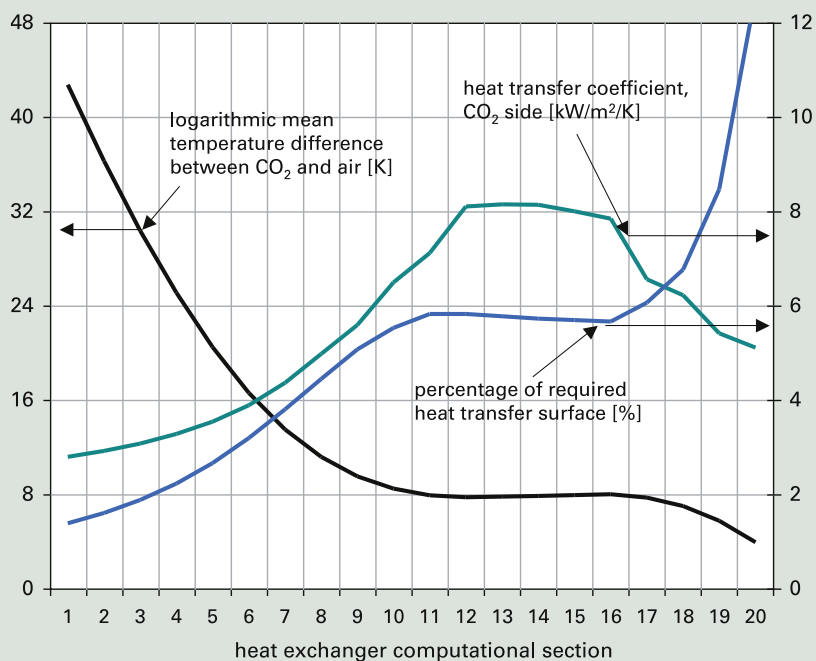


Fig. 5 - Variazioni di alcuni parametri nelle sezioni computazionali di un gas cooler a CO<sub>2</sub>

è di 7,5% per il coefficiente di scambio termico lato aria, un valore simile per la perdita di pressione dell'aria. Lo scambiatore è diviso intenzionalmente, in modo di permettere un'espansione termica diversa e di evitare una conduzione termica lungo lo spessore dell'aletta [1]: si deve tenere in mente che in gas coolers si verificano dei grandi  $\Delta T$  (es: 120°->20°C), molto più grandi di in condensatori. Come risultato di una collaborazione con un importante produttore di tubi, una speciale lega di rame è stata introdotta, testata e infine approvata dalla TUV München. La sua denominazione è K65 e ha un limite

di snervamento alto il doppio di rame normale, consentendo l'utilizzo di tale materiale e garantendo una pressione d'esercizio massima di 120 bar.

#### Sistema spray

Come anticipato a pagina 3, la temperatura all'uscita del gas cooler è il punto chiave per garantire un buon COP anche a temperature ambiente altissime. Se, infatti, la temperatura esterna sale a 35°C o più, l'efficienza del impianto cala e il consumo d'energia aumenta. Riferendosi al grafico a sinistra della figura 3, per una temperatura ambiente di 35°C si può ipotizzare una

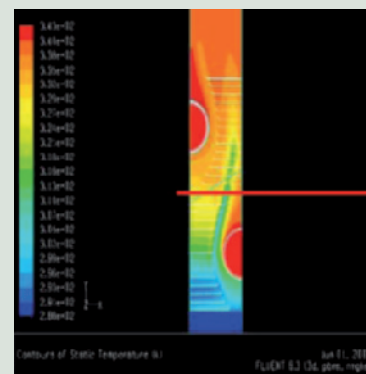


Fig. 6 - Simulazione CFD aletta

temperatura all'uscita del gas cooler a CO<sub>2</sub> di 37°C con COP = 1,7 (pressione 90 bar). In effetti, utilizzando un sistema spray, la temperatura all'uscita del gas cooler a CO<sub>2</sub> può essere 30°C con COP = 2,3 (pressione 90 bar). L'incremento è di 35%. Ovviamente questo vale con temperature ambiente alte che si verificano in un periodo limitato dell'anno (secondo la posizione geografica); comunque, il sistema spray può essere una soluzione interessante. Water Spray è un dispositivo sviluppato da LU-VE per condensatori e dry coolers convenzionale che si dimostra particolarmente interessante per le applicazioni a CO<sub>2</sub> [8]. L'idea dietro Water Spray è piuttosto semplice. Nella maggior parte delle applicazioni, le condizioni estive estreme, che si verificano per alcune ore all'anno, impongono un sovradimensionamento dei dispositivi di dissipazione di calore e/o gravi penalizzazioni riguardo alla potenza di raffreddamento e il COP.

### TABELLA 3 - PRESTAZIONI COMPARATIVE DI CONDENSATORI AD ARIA CON R404A E CO<sub>2</sub> NELLE SEGUENTI CONDIZIONI: TEMPERATURA ARIA 25°C, CONDENSAZIONE R404A 40°C, PRESSIONE CO<sub>2</sub> 100 BAR

		R404A	CO <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
Numero di ventilatori (8 poli)		3	3	1
Quantità aria	[m³/h]	37.800	40.000	15.000
Temperature d'uscita aria (a potenza identica)	[°C]	38,6	46,1	62,7
Area frontale scambiatore	[m²]	5,28	5,28	2,56
Numero di file		3	3	6
Numero di ingressi		66 (std)	22	21
Specificazione dei tubi		3/8" microalette	5/16" liscio	5/16" liscio
Temperatura fluido all'ingresso	[°C]	65,0	115,0	115,0
Temperatura fluido all'uscita, a potenza identica	[°C]	40,0 (condensazione)	25,2°C	28,8°C
Potenza termica relativa con temperatura d'uscita gas cooler a CO <sub>2</sub> 28°C		100 ( $\Delta T=15$ )	158 ( $\Delta T=3$ )	96.0 ( $\Delta T=3$ )
Perdita di pressione fluido (a potenza identica)	[kPa]	12,7 (=0,3K)	67,2	88,1

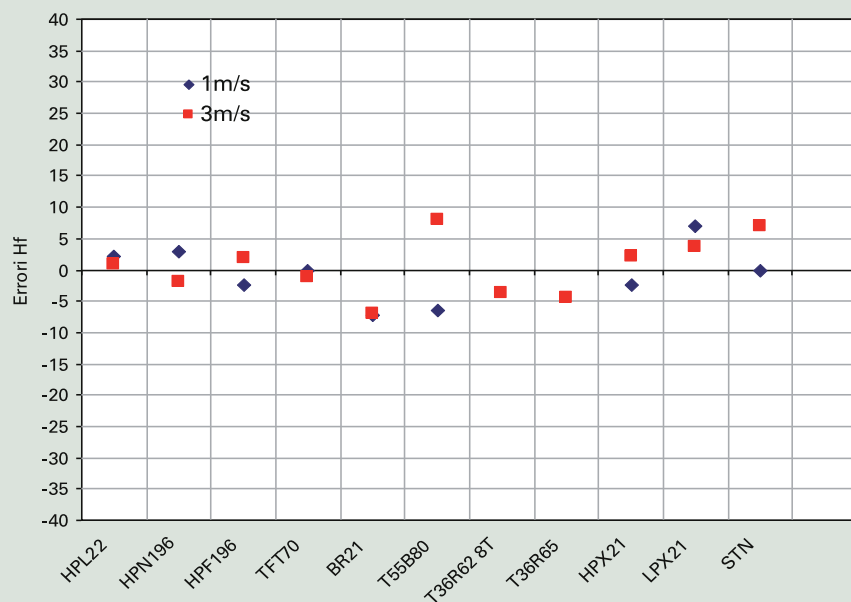


Fig. 7 - Scarto CFD vs risultati prove.

## TABELLA 4 - COMPOSIZIONE CHIMICA DELLA LEGA DI RAME K65

Composizione materiale	Cu %	Fe %	Pb %	Zn %	P %	Altri
Tubo K65	resto	2,1 ÷ 2,6	0,03 (max)	0,05 ÷ 0,2	0,015 ÷ 0,15	0,20

Conviene dunque, solo in quei periodi, spruzzare dell'acqua sulla superficie dello scambiatore per abbassare drasticamente la temperatura di condensazione, o, nel caso di CO<sub>2</sub>, la temperatura all'uscita del gas cooler. È stata dedicata una particolare attenzione alla definizione delle caratteristiche dell'acqua da spruzzare. Sono stati effettuati delle prove sofisticate nei laboratori, soprattutto riguardante

la resistenza alla corrosione e ai depositi di calcare sulle alette in alluminio con speciali rivestimenti protettivi, in condizioni con delle qualità d'acqua diverse (vedi fig.8). Per un funzionamento corretto, l'acqua da spruzzare deve avere le seguenti caratteristiche:

- Corrispondere alla Direttiva Europea 98/83/EC
- Ph nella fascia da 6 a 8
- Conducibilità < 1500 μS/cm

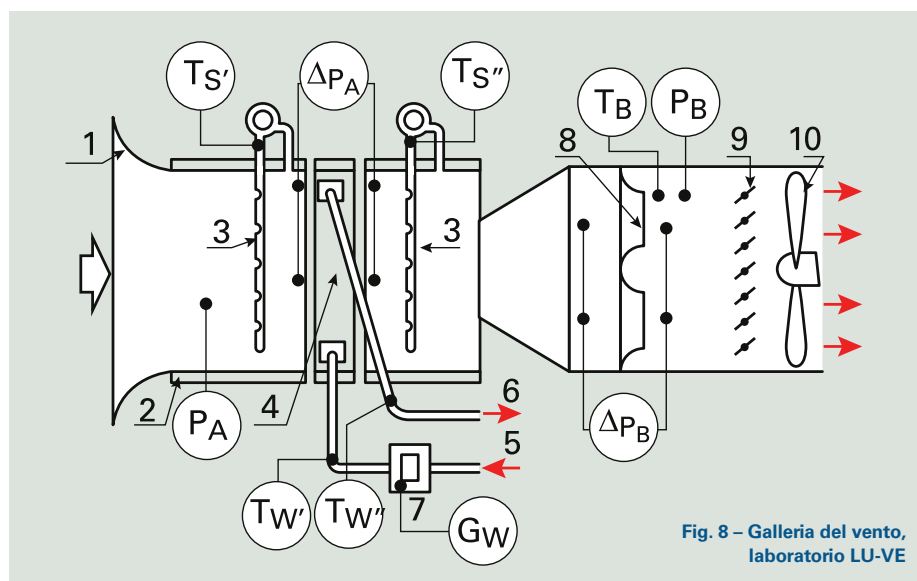


Fig. 8 - Galleria del vento, laboratorio LU-VE

• Cloruro < 200 mg/l (200 ppm)  
Prima della nebulizzazione, quest'acqua dev'essere sottoposto ad un processo di addolcimento per abbassare la durezza, che dev'essere tra 2 e 4 °F (o 1,1 - 2,2 °H). Se infatti si spruzza dell'acqua normale senza un processo di addolcimento, possono formarsi velocemente dei depositi di calcare, come è ben dimostrato in figura 9. Là si può vedere il risultato delle prove che abbiamo eseguite con acqua normale (con una durezza piuttosto bassa di solo 18°F) e con acqua addolcita (3°F). Dopo solo 500 ore d'esercizio, i depositi di calcare hanno ridotto le prestazioni di quasi 20%. Raccomandiamo l'utilizzo del sistema spray per un periodo di 200 ÷ 500 ore/anno, a seconda dell'ubicazione dell'impianto. Non si possono verificare problemi riguardante l'aspetto igienico (cioè legionella), perché la maggior parte dell'acqua evapora e, se ne rimane, viene evacuata e non riciclata, come nel caso delle torri di raffreddamento.

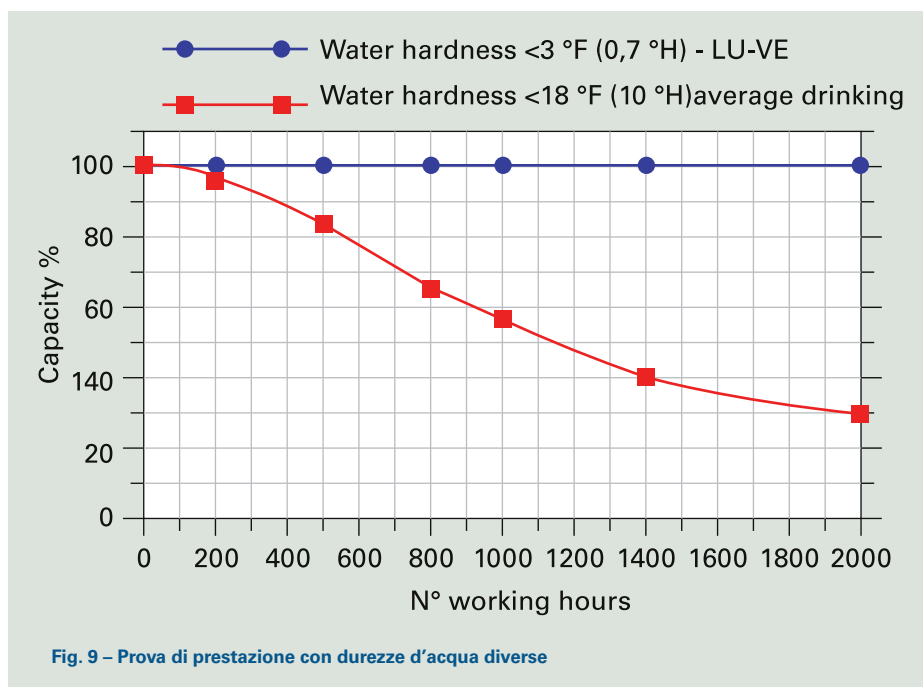
### Conclusioni

Le applicazioni di CO<sub>2</sub> nel campo della refrigerazione potrebbero a breve diventare una realtà importante. Dal punto di vista dello scambiatore di calore, l'utilizzo di CO<sub>2</sub> pone alcune problemi (maggiori pressioni d'esercizio), ma offre anche delle opportunità notevoli, soprattutto nel caso di progettazione più difficile dei gas coolers. Abbiamo visto che si possono realizzare delle riduzioni della portata d'aria e dell'area frontale dello scambiatore, a pari potenza e con valori ΔT finali molto bassi (essendo l'ultimo un parametro essenziale per ottenere un buon valore COP del circuito). Questo comporta un consumo minore del ventilatore, dimensioni minori e qualche risparmio nei costi di produzione, compensato dal maggior consumo di rame derivante dalle pareti più spesse dei tubi e dei collettori. Le geometrie di alette e tubi utilizzate per fluidi convenzionali sono perfettamente adeguate per l'applicazione a CO<sub>2</sub> nel caso della produzione LU-VE, che da tanti anni si è concentrata su tubi di piccolo diametro anche per grandi unità. L'impiego del sistema Water Spray

favorisce l'impianto nel migliorare in modo significativo l'efficienza generale a temperature ambiente elevate. ■

#### Bibliografia

- Wang CC, Recent progress on the air-side performance of Fin-tube Heat Exchangers, International Journal of Heat Exchanger 1524-5608/vol1 (2000), pp 49-76.
- Lozza G., Merlo U. An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers. International Journal of Refrigeration 24 (2001) pp. 409-416
- Patankar S.V. Numerical heat transfer and fluid flow, Mc Graw-Hill, New York, 1980.
- Sunden B., Brebbia C.A., Advanced computational methods in heat transfer VII, Proceeding of the Seventh International conference on advanced computational methods in heat transfer, Halkidiki, Greece, 22-24 Aprile 2002.
- Ashrae Handbook (2009), Fundamentals
- Ashrae Handbook (2010), Refrigeration.



- Colombo E., Macchi E., Merlo U., Strategy for innovation in heat exchanger design: computational approach combined with experimental tests leads to performance improvement. Summer Heat Transfer Conference – Westin St. Francis, San Francisco, CA, USA (2005)

- G. Lozza, S. Filippini, F. Zoggia, Using “water-spray” techniques for CO<sub>2</sub> gas coolers. XII European Conference on “Technological Innovations in Air Conditioning and Refrigeration Industry”, Giugno 2007, Milano, Italia

© RIPRODUZIONE RISERVATA

7-9.2.2012

Mosca, Russia – Crocus Expo International Exhibition Center

# CHILLVENTA ROSSIJA 2012

Russia's International Trade Fair

Refrigeration, Air Conditioning & Heat Pumps for Commercial and Industrial Applications

*Meet me in Moscow!*

La Chillventa Rossija è il biglietto da visita perfetto per il Vostro ingresso sul mercato russo con le sue ottime prospettive di crescita. In quanto specialista dichiarata per le pompe di calore, la tecnica del freddo e della climatizzazione, la manifestazione raccoglie sotto un unico tetto gli esperti e i decisionmaker del settore: non c'è quindi da meravigliarsi che l'80 per cento delle aziende che hanno esposto alla Chillventa Rossija 2011 sia a riuscita ad allacciare nuovi contatti d'affari al salone!

[www.chillventa-rossija.com](http://www.chillventa-rossija.com)

#### Per informazioni

NürnbergMesse Italia S.r.l.  
Tel +39.02.28 51 01 06  
Fax +39.02.28 50 76 23  
[italia@nuernbergmesse.com](mailto:italia@nuernbergmesse.com)

NÜRNBERG MESSE