

di **Giovanni Lozza**, Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano - **Carlo Perfetti**, LU-VE Contardo

SCAMBIATORI DI CALORE AD ARIA I CICLI FRIGORIFERI A CO₂

LE APPLICAZIONI DELLA CO₂ NELLE MACCHINE FRIGORIFERE POTREBBERO IN BREVE TEMPO DIVENIRE UNA REALTÀ IMPORTANTE, A PATTO CHE LE REALIZZAZIONI SIANO RISPETTOSE DEL PRINCIPIO DI RISPARMIO TOTALE (DIRETTO MA ANCHE INDIRETTO) DI EMISSIONI DI GAS SERRA. DAL PUNTO DI VISTA DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE AD ARIA, A FRONTE DEL PROBLEMA DELLE MAGGIORI PRESSIONI OPERATIVE, L'IMPIEGO DELLA CO₂ PRESENTA DELLE NOTEVOLI OPPORTUNITÀ.

L'utilizzo di fluidi 'naturali' nel settore degli impianti frigoriferi è spesso proposto come soluzione radicale per eliminare il contributo all'effetto serra causato dagli idrocarburi alogenati, appartenenti alla categoria degli HFC (quali R134a, R404A, R407C, R507, ecc.). La CO₂ è un gas serra, anzi è il più importante e il più noto, ma i quantitativi utilizzati anche in caso di un impiego massiccio nel settore frigorifero sarebbero comunque irrisori rispetto a quelli prodotti dai processi di combustione, e comunque il suo GWP (Global Warming Impact) è molto basso rispetto a quello degli HFC (1 contro qualche migliaio). La CO₂ non presenta inoltre alcun problema di tossicità e infiammabilità, né di impatto sull'ozono. Tuttavia esiste un serio rischio che l'utilizzo della CO₂ non sia affatto una buona idea al fine del contenimento dell'effetto serra: pur risultando praticamente azzerato il contributo diretto, se i cicli frigoriferi a CO₂ risultassero meno efficienti di quelli tradizionali, ovvero caratterizzati da un COP più basso, aumenterebbe il contributo indiretto, quello cioè causato dalle maggiori emissioni di CO₂ (e di altri inquinanti) dalle centrali elettriche chiamate ad una maggior produzione e quindi a un maggior consumo di combustibili fossili¹. Per ottenere valori di COP suf-

ficientemente elevati per ottenere con una reale riduzione dell'effetto serra, la scelta appropriata della tecnologia degli scambiatori di calore è una condizione fondamentale: la CO₂ è però notevolmente differente da tutti gli altri fluidi alogenati e pone al progettista degli scambiatori alcune problematiche assai peculiari.

Il ciclo supercritico a CO₂

Negli impianti frigoriferi che utilizzano la CO₂ vi sono essenzialmente due tipologie di scambiatori di calore ad aria, che

verranno trattati in questo articolo:

- gli evaporatori, che sono presenti in qualsiasi tipologia di impianto, sia con ciclo diretto a CO₂, sia con ciclo binario (con una sezione a CO₂ operante a bassa temperatura, mentre un altro fluido frigorifero opera a temperatura più elevata, cedendo calore all'ambiente esterno), sia con un sistema in cui la CO₂ ha solo la funzione di vettore dell'energia frigorifera, eva-



Un grande gas cooler per CO₂ con water-spray.

porando presso l'utenza e condensando in una macchina frigorifera. Come vedremo, operando a bassa temperatura e quindi ad una pressione moderata, gli evaporatori non sono particolarmente critici dal punto di vista progettuale;

■ i cosiddetti "gas-coolers", ovvero quegli scambiatori, impiegati soltanto in un ciclo diretto a CO₂, che trasferiscono il calore dal fluido frigorifero all'ambiente esterno. Sono in pratica l'equivalente dei condensatori usati per i fluidi alogenati: nei gas-coolers non avviene però una condensazione vera e propria (passaggio dalla fase vapore a quella liquida in equilibrio) ma solo la transizione da uno stato espanso ad uno più compresso dello stesso fluido. Ciò si verifica perché la CO₂ ha una temperatura critica di soli 31°C e quindi deve operare a una pressione superiore a quella critica per avere una temperatura superiore a quella ambiente e quindi riversarvi il calore. Poiché la pressione critica della CO₂ è 73.8 bar, è evidente che sarà necessario adottare livelli di pressione del tutto inusuali nei normali cicli frigoriferi.

La tipica forma di un ciclo frigorifero supercritico è visibile in figura 1. Rispetto ai normali cicli frigoriferi che mostrano una cessione di calore a temperatura prevalentemente costante, i cicli supercritici hanno prestazioni (esprese dal COP) fortemente influenzate non solo dalle pressioni massime e minime del ciclo, ma anche e soprattutto dalla temperatura di uscita del liquido dal gas cooler, cioè quella temperatura da cui inizia la trasformazione iso-entalpica che viene operata dalla valvola di espansione². Questo parametro è molto importante: l'ottenimento di basse temperature del liquido è fondamentale per il successo dei cicli termodinamici a CO₂. Data la temperatura dell'ambiente in cui il ciclo deve scaricare il calore, la temperatura del liquido in uscita è unicamente determinata dalla buona e corretta progettazione del gas-cooler, che diventa quindi l'elemento chiave per le prestazioni del ciclo.

Gli evaporatori

Un evaporatore per CO₂ in applicazioni per la refrigerazione non deve affrontare pressioni di esercizio particolarmente elevate (vedi tabella 1), ma occorre tenere conto della situazione che si può crea-

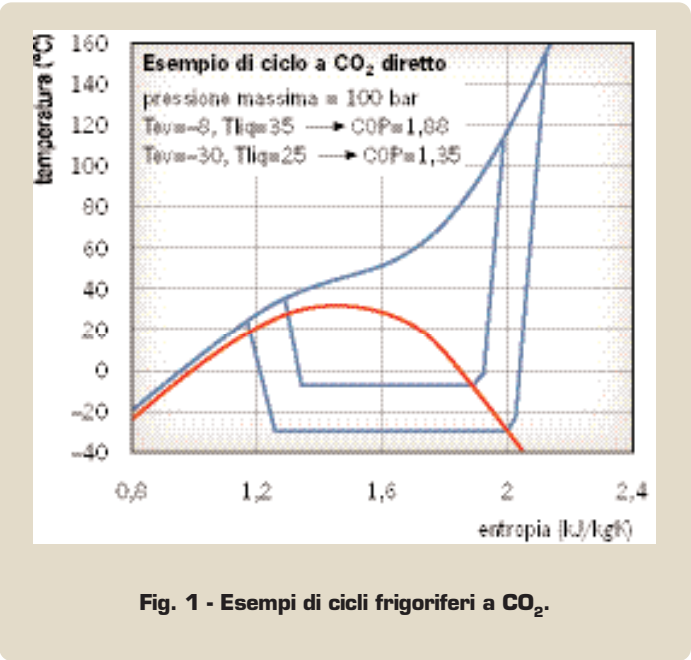


Fig. 1 - Esempi di cicli frigoriferi a CO₂.

re in caso di lunghe fermate dell'impianto o durante lo sbrinamento, in cui la temperatura può salire ben oltre quella della cella frigorifera. Piuttosto che sovradimensionare l'evaporatore è comunque preferibile adottare accorgimenti impiantistici adeguati a limitare la pressione di progetto per esempio a 60 bar (valvole di sicurezza, svuotamento dell'evaporatore con 'pump-down') e anche meno. Tali valori di pressione sono solo di poco superiori a quelli normalmente usati nella refrigerazione (in genere gli aero-evaporatori sono collaudati a 40 bar) e non impongono scelte progettuali particolari, anche se risulta preferibile aumentare lo spessore dei collettori e dei tubi della batteria alettata (per esempio, per i tubi 3/8" da 0.35 a 0.5 mm). È invece interessante considerare l'aspetto delle performance, ossia stabilire se un aero-evaporatore progettato per i refrigeranti convenzionali può funzionare correttamente per CO₂, con modifiche nulle o limitate, e, se sì, con quale variazione in termini di potenza termica. Bisogna premettere che le proprietà termofisiche della CO₂ sono favorevoli all'ottenimento di buone prestazioni in termini di scambio termico. Rispetto all'R404A, la CO₂ ha un calore specifico e una conducibilità termica più elevati e una minor viscosità; quest'ultima, unitamente alla maggior densità del vapore, consente minori perdite di pressione a pari velocità di massa; considerando poi che, a pari potenza, il maggior calore di evaporazione fa sì che debba circolare una minor portata, la riduzione di perdite di pressione a pari potenza risulterà notevolissima.

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| T | -40 | -35 | -30 | -25 | -20 | -15 | -10 | -5 | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| p | 10.04 | 12.02 | 14.26 | 16.81 | 19.67 | 22.88 | 26.45 | 30.42 | 34.81 | 39.65 | 44.97 | 50.81 | 57.22 | 64.25 | 72.05 |

Tab. 1 - Legame tra temperatura (T espressa in °C) e pressione (p espressa in bar) per la CO₂. (dati da Refprop v.6.)

La tabella 2 mostra i risultati della previsione teorica della potenza termica di un aero-evaporatore durante le operazioni con CO₂ (in termini relativi a quella fornita con R404A), a due diverse temperature di evaporazione, nelle seguenti ipotesi:

- Geometria invariata: si rileva un aumento modesto della potenza a -8 °C, che a bassa temperatura diventa più consistente (da 3.5 a 11%); velocità e perdite di carico sono molto basse.
- Riduzione del numero di alimentazioni: si riportano le velocità interne a valori ottimali e si guadagna un 6-7% di potenza rispetto al caso precedente; dimezzando il numero di alimentazioni, si riduce in modo consistente il costo del collettore gas e del distributore.
- Riduzione del numero di alimentazioni e uso di tubo liscio invece che microfin (con microalettature elicoidali, comunemente impiegate negli aero-evaporatori con fluidi sintetici): l'elevato coefficiente di scambio interno diminuisce infatti i vantaggi conseguibili con i tubi microalettati, che conseguentemente diventano minimi a -8 °C ma restano significativi a -30 °C.

Le ultime due soluzioni consentono un discreto miglioramento del costo specifico (€/kW) degli apparecchi, sempre che le pressioni di progetto richieste non superino i 40-60 bar. Sono già centinaia gli aero-evaporatori per CO₂ che operano sul campo ormai da qualche anno senza indicazioni misurabili di scostamenti di potenza da quanto previsto, né segnalazioni di problemi operativi.

I gas coolers

La tematica dei gas coolers è notevolmente più complessa, sia in relazione alla maggiore pressione operativa (che può arrivare anche a 150 bar) che alla diversa impostazione del problema progettuale. L'aspetto fondamentale per il progetto termodinamico è che, conseguentemente alle elevate temperature medie lungo l'isobara

| Fluido | R404A | | CO ₂ | |
|--|---------------|-------|-----------------|-------|
| Tipo di tubo | microalettato | | liscio | |
| n. alimentazioni parallele | N | N | N/2 | N/3 |
| potenza (rel. a R404A), Tev= -8 °C, DT ₁ = 8K | 100.0 | 103.5 | 110.6 | 108.2 |
| potenza (rel. a R404A), Tev= -30 °C, DT ₁ = 6K | 100.0 | 111.1 | 117.7 | 112.0 |

Tab. 2 - Prestazioni comparative di aero-evaporatori per R404A e CO₂. I rapporti sono validi per alcuni modelli rappresentativi, ma non sono applicabili a qualsiasi caso.

superiore (peraltro responsabili dei modesti valori di COP), con la CO₂ è possibile portare l'aria di raffreddamento a temperature molto più elevate di quanto non risulti plausibile con un refrigerante che presenti una vera e propria fase di condensazione.

La figura 2 mostra molto chiaramente questa situazione: è evidente che con la CO₂ è possibile ottenere un ΔT dell'aria anche 2-3 volte superiore e conseguentemente utilizzare una portata di aria ridotta della stessa proporzione a parità di potenza termica da asportare.

La forte riduzione di portata d'aria comporta notevolissimi vantaggi in termini di superficie frontale necessaria, di potenza elettrica richiesta per la ventilazione e di costo iniziale dei ventilatori e della loro regolazione. Per quantificare queste affermazioni è stato sviluppato un metodo di calcolo dello scambiatore in grado di tenere conto della particolare distribuzione dei ΔT tra CO₂ e aria (come da figura 2), nell'ipotesi di sistemazione in controcorrente dei flussi.

Lo scambiatore viene suddiviso in 20 sezioni di calcolo, per ciascuna della quale vengono calcolati indipendentemente il ΔT medio logaritmico e il coefficiente di scambio interno (lato CO₂) con la correlazione di Gnielinski per i flussi monofase.

La figura 3 mostra un esempio di come variano alcune grandezze significative nelle sezioni di calcolo, ognuna delle quali scambia 1/20 della potenza termica complessiva. Si noti che il coefficiente di scambio ha un massimo in prossimità del punto critico, mentre la richiesta di superficie aumenta notevolmente nelle fasi finali a causa principalmente della riduzione di ΔT tra i due fluidi. I risultati di figura 3 sono relativi a uno scambiatore ottimizzato per l'impiego con CO₂. La tabella 3 mostra (in analogia con la tabella 2) alcuni risultati ottenuti confrontando un condensatore per R404A (la classe di potenza è 170 kW con ΔT iniziale di 15 K) con alcune soluzioni di potenza simile per CO₂. Il confronto è più complesso, in quanto la temperatura finale della CO₂ gioca un ruolo preponderante, ed è stato svolto in due modi: a pari potenza variando la temperatura finale, a ΔT finale di 5 K, variando la potenza. Le soluzioni considerate utilizzano una geometria di aletta 25 x 21.65 mm, con passo di 2.1 mm, che viene prodotta con turbolenziatore a persiana. Nel caso di R404A è stato usato il tubo da 3/8" microalettato di normale produzione, mentre per CO₂ è stato necessario impiegare un tubo di minor diametro (5/16") e con maggior spessore per sopportare le pressioni di esercizio richieste dai gas coolers. Questi tubi non sono disponibili in versione microalettata,

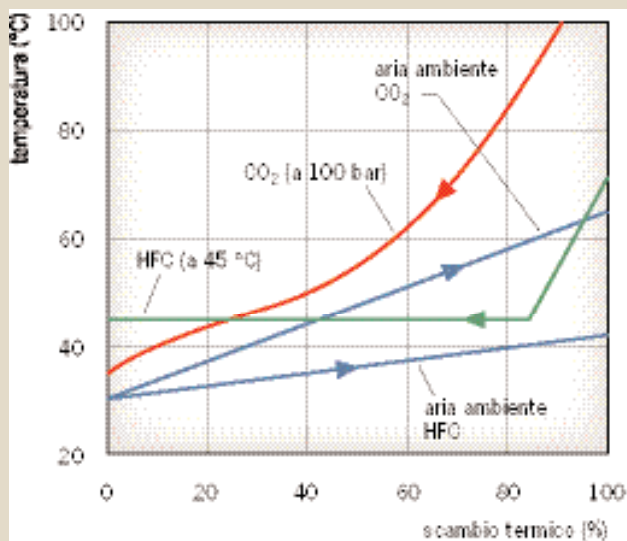


Fig. 2 - Esempio di diagramma di scambio termico per un gas cooler di CO₂ confrontato a quello di un condensatore per un normale refrigerante (HFC, HC, NH₃).

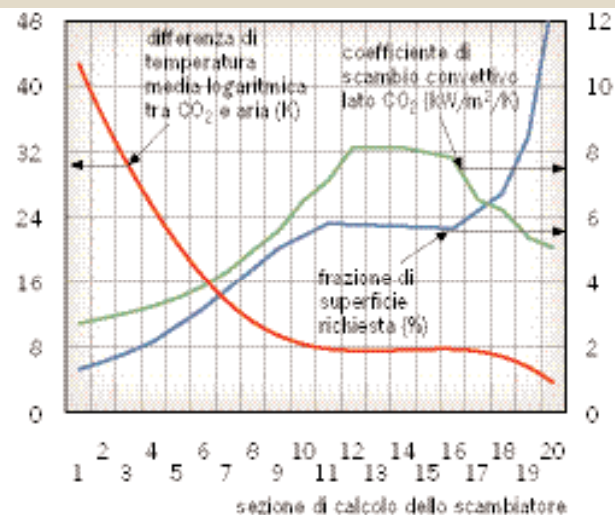


Fig. 3 - Variazione di alcune grandezze significative nelle sezioni di calcolo di un gas cooler.

peraltro di scarsa utilità visti i già buoni coefficienti di scambio (figura 3) e la dubbia efficacia di tali tubi per flussi monofase. Il numero di alimentazioni è ottimizzato in tutti i casi.

Le soluzioni proposte dalla tabella 3 sono le seguenti:

■ La prima è la soluzione di riferimento per R404A (in normale produzione).

■ La seconda presenta le stesse caratteristiche della batteria alettata (area frontale e ranghi) e la stessa disposizione dei ventilatori. La potenza è esuberante (ultima riga) o in alternativa è possibile ottenere un ΔT finale ridottissimo (il valore di 0.3 K è però solo valido in perfetto controcorrente), tutto ciò a causa soprattutto del grandissimo ΔT tra CO₂ e aria (pari portata d'aria). In questa soluzione non è stata quindi sfruttata la sopracitata possibilità di ridurre la portata d'aria.

■ La terza soluzione sfrutta appieno tale possibilità, utilizzando un solo ventilatore invece che tre. La superficie di scambio è stata ridistribuita per adeguarsi in modo ottimale ad una portata d'aria ridotta: il numero di ranghi è stato raddoppiato e la superficie frontale è stata ridotta di un 50% circa, con una superficie di scambio praticamente uguale a quella originale. La potenza termica con ΔT finale di 3K è leggermente inferiore a quella di riferimento (-4%), a fronte di importanti riduzioni dell'ingombro in pianta (66%), dell'energia per la ventilazione (66%) e della rumorosità (4.8 dB). Va segnalato che in questi casi la temperatura dell'aria in uscita è dell'ordine dei 60 °C: è quindi conveniente porre i ventilatori in mandata sulla batteria in quanto si migliora nettamente lo stress termico sul motore e si aumenta la portata massica di aria.

Più in generale, le soluzioni ottimali possono variare a seconda

della casistica progettuale e delle esigenze imposte dalla compatibilità con modelli esistenti, per ovvi motivi di produzione industriale. Tuttavia si può concludere che l'utilizzo di CO₂ può comportare delle significative riduzioni delle dimensioni degli apparecchi, in relazione alla minor ventilazione richiesta, rispetto ad apparecchi di potenza simile per refrigeranti convenzionali, anche quando vengano richiesti ΔT finali molto contenuti (ad esempio 3K come in tabella 3). La LU-VE Contardo ha ormai un'ampia esperienza con i gas coolers, avendo alcune decine di unità operative presso vari clienti soprattutto nel Nord-Europa. Nella loro costruzione sono state adottate alcune soluzioni particolari:

■ Il pacco di alette è interrotto secondo un disegno appropriato, per consentire le diverse espansioni termiche tra i tubi (l'escursione di temperatura è assai più ampia che per i condensatori convenzionali) e per evitare fenomeni di conduzione termica lungo tratti di aletta a contatto con tubi a differente temperatura.

■ La prova di resistenza a pressione si svolge in tre fasi: (a) con aria a 30 bar in una vasca d'acqua, per individuare le perdite macroscopiche, (b) con acqua a 170 bar, (c) ancora con aria a 30 bar per individuare altre perdite conseguenti a deformazioni causate dalla precedente prova ad alta pressione. Deve seguire una accurata rimozione dell'acqua, eseguita facendo il vuoto all'interno (circa 2 mbar). I gas cooler per CO₂ possono quindi essere considerati un prodotto pienamente industrializzato e collaudato. Ciò è possibile grazie alla tecnologia e alla filosofia progettuale adottata, che consiste nell'utilizzo di superfici di scambio specializzate ad elevate prestazioni e nell'impiego di geometrie miniaturizzate anche per grandi scambiatori (si utilizzano tubi di diametro 3/8" – 9.52 mm – anche per

| Fluido | R404A | CO ₂ | CO ₂ |
|---|------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| Numero ventilatori (8 poli) | 3 | 3 | 1 |
| area frontale batteria, m ² | 5.28 | 5.28 | 2.56 |
| numero di ranghi | 3 | 3 | 6 |
| numero di alimentazioni | 66 (std) | 22 | 21 |
| geometria del tubo | 3/8" x 0.35 microalettato | 5/16" x 1.0 liscio | 5/16" x 1.0 liscio |
| disposizione ventilatori | aspirazione | aspirazione | mandata |
| temp. uscita dal cooler, a pari potenza (aria a 25 °C) | 40 °C (condensazione) | 25.3 °C (ΔT= 0.3) | 28.8 °C (ΔT=3.8) |
| oppure: | | | |
| potenza termica (relativa), temp. uscita cooler =30 °C | 100 (ΔT=15) | 158 (ΔT=3) | 96.0 (ΔT=3) |

Tab. 3 - Prestazioni comparative di aero-condensatori per R404A e CO₂ nelle seguenti condizioni: temperatura aria di 25 °C, temp. condensazione R404A di 40 °C, pressione CO₂ di 100 bar.

condensatori, dry-coolers o gas coolers lunghi fino a 12.8 m). Questa tecnologia ha permesso di rispondere rapidamente alle esigenze del mercato, senza necessità di ricorrere a particolari tipi di scambiatori (ad esempio con micro-canali in tubi piatti di alluminio) non proponibili per applicazioni nella refrigerazione, potenzialmente molto costosi o comunque non sufficientemente referenziati.

Water spray

Lo spray di acqua sulla batteria è un'altra esclusività tecnologica offerta dalla nostra società per i condensatori e i dry-coolers convenzionali, che è risultata di particolare interesse per le applicazioni con CO₂. L'idea del water-spray è molto semplice: in molti casi, i sistemi di dissipazione di calore in ambiente sono dimensionati sulla base delle condizioni estive più estreme, che tuttavia si presentano per poche ore ogni anno e costringono a un sovradimensionamento del sistema. È quindi conveniente, in quei periodi e solo in quelli (quindi per un numero limitato di ore/anno, da 100 a 500 a seconda delle scelte progettuali), far fronte ai carichi più elevati mediante spray di acqua sulla batteria, che evaporando rimuove grandi quantità di calore, riducendo drasticamente la temperatura di condensazione o, nel caso della CO₂, la temperatura di uscita dal gas-cooler, migliorando notevolmente il COP. Su base annua, il consumo di acqua è molto limitato, perché effettuato per poche ore anno e con portate molto inferiori che nelle torri evaporative. Rispetto a queste ultime, non sussistono problemi igienici (ad esempio legionella) perché l'acqua non evaporata (in quantità minima) viene dispersa e non ricircolata. Il problema principale di ogni sistema con spray d'acqua è quello della deposizione di solidi (carbonato di calcio e altro) sulla superficie delle alette. La nostra società offre due sistemi alternativi: il primo, con un costo assai contenuto, include un addolcitore ed è adatto per acqua di buona qualità e per periodi di funzionamento

limitati (non più di 500 ore/anno); il secondo, assai più sofisticato e noto con il nome commerciale "Wet & Dry" include un impianto di trattamento con osmosi inversa e additivazione de-acidificante per garantire una durata virtualmente illimitata della batteria anche con utilizzi molto intensi in termini di ore/anno. Ambedue i sistemi vengono normalmente offerti per le applicazioni operanti con CO₂.

Conclusioni

Le applicazioni della CO₂ nell'industria frigorifera potrebbero in breve tempo divenire una realtà importante, nell'auspicio che le realizzazioni siano rispettose del principio di risparmio totale (diretto ma anche indiretto) di emissioni di gas serra. Dal punto di vista degli scambiatori di calore, limitandosi a quelli ad aria e al settore della refrigerazione, vi sono dei problemi (maggiori pressioni operative) ma anche delle notevoli opportunità, soprattutto nel caso progettuale più impegnativo che è quello dei gas coolers. Abbiamo visto come sia possibile ridurre la ventilazione e l'area frontale della batteria, a pari potenza e con ΔT finali molto ridotti (parametro quest'ultimo essenziale per ottenere un buon COP del ciclo). I risparmi in termini di costi di produzione dovrebbero in linea di principio poter compensare il maggior utilizzo di rame conseguente a spessori molto più elevati di tubi, curve e collettori, a patto tuttavia che la progettazione sia adeguatamente ottimizzata. Le applicazioni nel settore della refrigerazione comportano livelli di potenza piuttosto consistenti (rispetto per esempio al settore automobilistico), per i quali sono risultate perfettamente adeguate le geometrie di alettatura già disponibili per gli usi convenzionali, soprattutto nel caso della nostra produzione già da molti anni concentrata su tubi di piccolo diametro. Per i gas-coolers, è particolarmente significativa la possibilità di utilizzare sistemi water-spray per ovviare alla grave perdita di potenza e COP che si verificherebbe in occorrenza di elevate temperature estive, mitigando fortemente uno dei più gravi limiti applicativi degli impianti a CO₂ nel settore della refrigerazione.

¹ L'emissione specifica di CO₂ delle centrali elettriche varia tra 350 e 800 g/kWh, i valori più bassi per cicli combinati a gas naturale, quelli più alti per centrali convenzionali a carbone.

² Anche nei cicli convenzionali tale temperatura è influente per il COP, ma solo se si realizza un sottoraffreddamento del liquido in una apposita sezione di scambio termico, ed in ogni caso con un'influenza sul valore di COP quantitativamente assai più limitata.