



Cambiamenti climatici: i ghiacciai si ritraggono, l'acqua diminuisce, i raggi solari intrappolati aumentano l'effetto serra



OTTIMIZZAZIONE DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE CON LA MISCELA ZEOTROPICA R455A

C. ZILIO
UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

OTTIMIZZAZIONE DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE CON LA MISCELA ZEOTROPICA R455A

Claudio Zilio¹, Nacer Achaichia², Giacomo Villi³

¹ Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali – Università degli Studi di Padova, S.Ila S. Nicola, 3 – 36100, Vicenza. E-mail: claudio.zilio@unipd.it

² Honeywell, Gaston Geenslaan, 14 Heverlee B3001, Belgium

³ Alfa Laval S.p.A., Via delle Albere, 5 – 36045, Vicenza

Astratto

R404A è molto diffuso nella refrigerazione commerciale ed è sottoposto ad una procedura di sostituzione a causa del suo elevato Global Warming Potential ($GWP=3943$) anche a seguito del recente regolamento F-Gas. Di recente la miscela a basso GWP R455A è stata proposta come possibile sostituto di R404A. Le diverse proprietà termodinamiche e termofisiche possono influire sulle prestazioni degli scambiatori di calore, specialmente se non si considera in maniera opportuna il glide di temperatura. In questo articolo si fa riferimento ad un condensatore a batteria alettata. Le prestazioni di R455A sono confrontate con quelle di R404A attraverso un avanzato modello di simulazione, con riferimento a diverse configurazioni dei circuiti e in condizioni operative tipiche per l'Europa.

Introduzione

Il Regolamento F-Gas della Commissione Europea (Regulation (EC) No 517/2014) specifica che a partire dal 1 gennaio 2020 dispositivi frigoriferi nuovi con circuito ermeticamente sigillato per uso nella refrigerazione commerciale potranno essere caricati solo con refrigeranti aventi un potenziale di effetto serra su base 100 anni (GWP_{100}) inferiore a 2500; il limite viene poi abbassato a 150 dal 1 gennaio 2022. È quindi evidente che si debba fin da subito pensare a nuovi sistemi operanti con refrigeranti a GWP inferiore a 150.

Questo articolo non ha lo scopo di analizzare i diversi refrigeranti che sono stati proposti negli ultimi anni: considerando che al momento nessun fluido puro è un sostituto di drop-in di R404A, si vogliono qui mettere in evidenza alcune peculiarità delle miscele di refrigerante nei processi di condensazione per confronto con R404A stesso. Pochissime tra le miscele proposte hanno un comportamento azeotropico: la maggior parte presentano un glide di temperatura tra 3 e 10 K, a seconda della composizione e delle temperature di esercizio.

R455A è una miscela ternaria con la composizione R744/R32/R1234yf (3/21.5/75.5% in massa), con un GWP_{100} pari 146 e un glide di temperatura 10 – 12 K, in funzione delle condizioni di lavoro. R455A è stato proposto come possibile sostituto di drop-in in un freezer per uso commerciale originariamente operante con R404A da Sethi et al. (2016) che hanno rilevato un consumo di energia del compressore su 24 h del 6% minore rispetto a R404A.

Considerazioni Termodinamiche

Le proprietà più rilevanti di R455A, stimate con REFPROP 9.1 (Lemmon et al. 2013), sono confrontate con quelle di R404A in figura 1. È noto che le peculiari caratteristiche delle miscele zeotropiche richiedono un approccio dedicato, sia dal punto di vista termodinamico che della progettazione degli scambiatori di calore.

Ad esempio, il prof. Cavallini nel 1995 ha osservato come, con riferimento ai cicli termodinamici ideali per le miscele zeotropiche, il ciclo di Lorenz sia più adatto come riferimento rispetto al ciclo di Carnot che normalmente si adotta per i fluidi con glide trascurabile. Inoltre egli ha osservato che, per un fissato salto di temperatura del fluido secondario, i vantaggi teorici in termini di COP che sono raggiungibili con una miscela zeotropica sono modesti (2 – 3 %), quando il glide è di circa 10 K. Tali considerazioni fanno riferimento a cicli ideali con scambiatori di calore in perfetta controcorrente: questa configurazione spesso non è ottenibile con scambiatori ad aria dove il lay-out tipico è quello a flussi incrociati che può essere considerato al più di “quasi-controcorrente” in determinate configurazioni. Inoltre, la presenza di componenti della miscela con diverse tensioni di vapore causa una resistenza al trasporto di massa e una conseguente penalizzazione dello scambio termico in condensazione ed in vaporazione. Questa penalizzazione è più rilevante all’aumentare del glide della miscela.

Kondou et al. (2016) hanno studiato sperimentalmente il coefficiente di scambio termico in condensazione di R744/R32/R1234ze(E) (4/43/53% in massa) con 11 K di glide a 40°C, dentro un tubo microfin di 5.35 mm (diametro nominale interno) con una portata specifica di massa $G=200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$. Gli autori hanno trovato che la correlazione di Cavallini et al. (2009) con la correzione di Silver, Bell e Ghaly (come suggerito dallo stesso Cavallini) è adatta alla stima dei coefficienti di scambio termico. La Figura 2 confronta i coefficienti di scambio termico di R404A e R455A a diverse portate specifiche di massa G a 40°C di temperature media di saturazione (media tra temperature di bolla e rugiada per condensazione isobara) con titolo di vapore $x=0.5$ nel tubo microfin da 7.7 mm descritto in Tabella 1. Si può notare che i coefficienti di scambio termico di R455A sono simili a quelli di R404A.

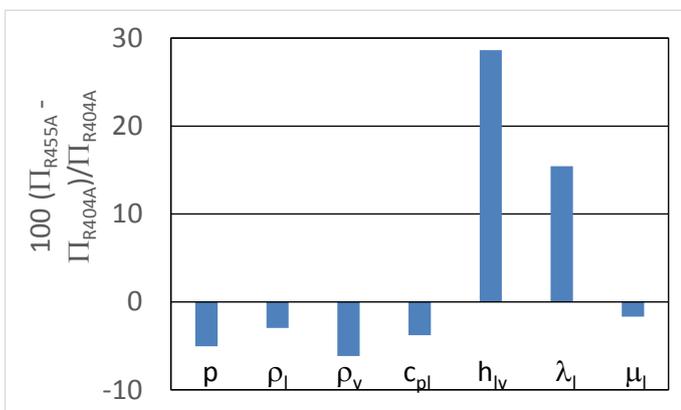


Figura 1. Confronto di alcune proprietà termodinamiche e termofisiche di R455A e R404A

Un confronto dei soli coefficienti di scambio non è esaustivo: infatti, occorre tenere conto della caduta di temperatura di saturazione conseguente alle perdite di carico e dell’impatto di tale caduta sulla differenza locale di temperatura efficace tra i due fluidi. Cavallini et al. (2010) hanno proposto un approccio denominato Penalty Factor approach (PF) per comparare termodinamicamente le prestazioni in scambio termico di refrigeranti diversi. Un confronto tra il PF di R404A e R455A è riportato in figura 3: tanto minore il PF, tanto migliore è la prestazione di scambio termico del fluido. Comunque, occorre notare che in un condensatore ad aria, la resistenza termica dominante è quella lato aria, quindi differenze limitate di prestazione lato refrigerante possono essere considerate marginali dal punto di vista globale dello scambiatore.

Confronto di Prestazione di una Batteria Alettata

Per un più completo confronto tra R455A e R404A, è stato analizzato un condensatore a batteria alettata di tipica produzione europea. Le principali caratteristiche geometriche sono riportate in Tabella 1, mentre le condizioni operative sono descritte in Tabella 2. Si è poi simulato il comportamento con un numero di circuiti in parallelo (da 3 a 48), sempre considerando un lay-out di prevalente controcorrente.

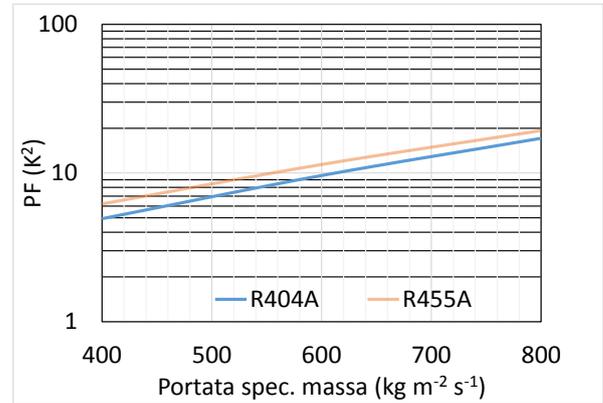
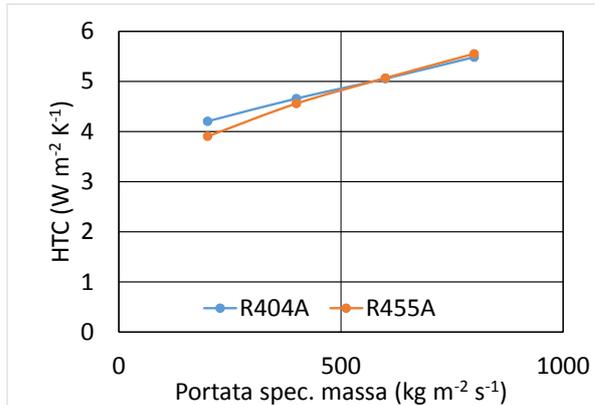


Figura 2. Effetto della portata specifica di massa sul coefficiente di scambio termico (HTC), $x=0.5$, temperatura media di condensazione 40°C .

Figura 3. Penalty factor PF per tubo da 7.7 mm ID, $x=0.5$, temperatura media di condensazione 40°C .

Si è utilizzato un avanzato modello di simulazione del condensatore alettato, come descritto in dettaglio in Zilio et al. (2015). Il coefficiente di scambio termico lato aria è stato stimato sulla base di dati sperimentali forniti dal produttore.

Tabella 1. Caratteristiche geometriche del condensatore.

Caratteristica	
Passo tra i ranghi [mm]	21.6
Passo tra i ranghi [mm]	25
Lunghezza del tubo [mm]	1140
Diametro interno (cresta aletta) [mm]	7.7
Numero di ranghi [-]	4
Numero di tubi per rango [-]	48
Numero di circuiti [-]	4-48
Passo alette [mm]	2.1
Tipo di alette	louvered
Superficie interna del tubo	microfin

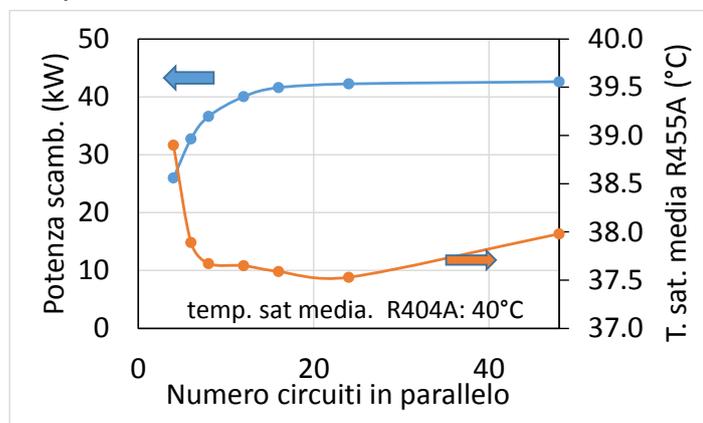
Tabella 2. Condizioni operative del condensatore con R404A

Sottoraff. / surriscaldamento	[K]	0.0
Temperatura media di condensazione (bolla-rugiada)	[$^\circ\text{C}$]	40.0
Temperatura di rugiada	[$^\circ\text{C}$]	40.2
Aria ingresso cond. (bulbo secco)	[$^\circ\text{C}$]	25.0
Velocità frontale aria	[m s^{-1}]	2.0

Le prestazioni con diverso numero di circuiti in parallelo per R404A, alle condizioni di lavoro di cui alla Tabella 2, sono riportate in figura 4. Le prestazioni di R455A sono state stimate variando iterativamente la temperatura media di saturazione fino ad ottenere esattamente la stessa potenza termica scambiata con R404A per un dato numero di circuiti. Lo stesso grafico riporta anche i valori medi delle temperature di saturazione (media bolla-rugiada riferite alla pressione di ingresso). Si nota che la resa termica con R404A è massima per un numero di circuiti tra 16 e 48. Inoltre, con 16 o 24 circuiti in parallelo, è possibile ottenere una riduzione fino a 2.5 K della temperatura media di saturazione usando R455A rispetto come sostituto di R404A. Questo risultato è una conseguenza del migliore accoppiamento dei profili di temperatura refrigerante/aria grazie al glide di R455A. Tale proprietà permette quindi di ridurre la pressione di scarico del compressore a parità di potenza resa al condensatore, riducendo potenzialmente anche il lavoro di compressione.

Conclusioni

In questo articolo le caratteristiche di scambio termico di R455A e R404A sono prima



confrontate termodinamicamente in termini di Penalty Factor e poi attraverso l'analisi numerica con codice 3D di un condensatore alettato commerciale. L'analisi mostra che R455A può essere considerato, dal punto di vista delle prestazioni del condensatore, come un fluido sostitutivo di R404A. Il lay-out dei circuiti deve essere di quasi-controcorrente per evitare altrimenti penalizzazioni dovute al glide di R455A.

Figura 4. Potenza termica scambiata dalla batteria alettata e temperature media di saturazione di R455A, in funzione del numero di circuiti in parallelo (p_{sat} R404A @ 40°C: 1822 kPa / p_{sat} R455A @ 37.5 °C: 1659 kPa).

Riferimenti Bibliografici

- Cavallini A., 1995. Working fluids for mechanical refrigeration, *Proc. Int. Conf. Refrig.*, The Hague, The Netherlands, part IVa, 25-42.
- Cavallini, A., D. Del Col, S. Mancin, and L. Rossetto. 2009. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure. *International Journal of Refrigeration*, 32, 162–74.
- Cavallini A., Brown J.S., Del Col D., Zilio C., 2010, In-tube condensation performance of refrigerants considering penalization terms (exergy losses) for heat transfer and pressure drop, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2885-2896.
- Kondou C., Mishima F., Koyama S., 2015. Condensation and evaporation of R32/R1234ze(E) and R744/R32/R1234ze(E) flow in horizontal microfin tubes, *Sci. Tech. Built Env.*, 21, 564-577.
- Sethi A., Pottker G., Motta S.J., 2016. Experimental evaluation and field trial of low global warming potential R404A replacements for commercial refrigeration, *Sci. Tech. Built Env.*, 22, 1175–1184.
- Lemmon E.W, Huber M.L, McLinden M.O., 2013, REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2013.
- Zilio C., Brignoli R., Kaemmer N., Bella B., 2015, Energy efficiency of a reversible refrigerating unit operating with R410A and R32, *Sci. Tech. Built Env.*, 21, 502-514.