

Luigi Pietro Maria Colombo¹, Andrea Lucchini¹, Luca Molinaroli^{1*}

Analisi sperimentale della sostituzione del R134a con R1234yf, R1234ze(E), R450A e R513A in una pompa di calore acqua-acqua di piccola taglia

Experimental analysis of the substitution of R134a with R1234yf, R1234ze(E), R450A and R513A in a small capacity water-to-water heat pump

¹ Dipartimento di Energia, Politecnico di Milano, Milano, Italia

*Corresponding author:

Prof. Luca Molinaroli

Dipartimento di Energia,
Politecnico di Milano
via Raffaele Lambruschini 4/A, 20156, Milano (MI)
luca.molinaroli@polimi.it
+39-02-23993872/+39-339-421287

DOI: 10.36164/AiCARRJ.59.06.02

Sommario

Nel presente lavoro sono illustrati i risultati sperimentali relativi alla sostituzione del refrigerante R134a con le più comuni alternative a basso impatto ambientale in una pompa di calore di tipo acqua-acqua di piccola taglia. I fluidi refrigeranti alternativi considerati sono R1234yf, R1234ze(E), R450A e R513A. Le prestazioni di questi cinque refrigeranti sono confrontate utilizzando un circuito sperimentale che permette di analizzarne il funzionamento in un ampio intervallo di condizioni operative. I risultati ottenuti mostrano che con l'utilizzo dei fluidi alternativi la potenza termica erogata si assesta entro l'intervallo 77% ÷ 99%, mentre il COP si assesta entro l'intervallo 94% ÷ 100% rispetto ai valori ottenuti con R134a. Inoltre, l'incremento della frequenza di rotazione dell'albero del compressore permette di riportare la potenza termica erogata dalla pompa di calore al valore di riferimento, ma induce un'ulteriore riduzione del COP che si assesta entro l'intervallo 82% ÷ 98%.

Parole chiave:

- Pompa di calore
- Refrigeranti a basso GWP
- Sostituzione R134a

Abstract

In the present work, the experimental results of the substitution of R134a with R1234yf, R1234ze (E), R450A and R513A in a small water-to-water heat pump are discussed. An experimental set-up that allows analysing the performance of different refrigerants in a broad range of operating conditions is used to carry out the comparison. The obtained results show that the use of any alternative refrigerant leads to the reduction of the heating capacity and of the COP. The former lies within 77% -98% and the latter lies within 94% -100% compared with R134a values. Furthermore, the increase of the rotational frequency of the compressor shaft allows bringing the heat pump heating capacity back to the R134a values but causes a further reduction of the COP that lies within 82% -98% compared with the baseline value.

Keywords:

- Heat Pump
- Low GWP refrigerants
- R134a alternatives

Introduzione

Il recente Regolamento UE 517/2014 e l'emendamento di Kigali al protocollo di Montreal hanno introdotto limiti sempre più stringenti sull'impiego di fluidi refrigeranti ad alto impatto ambientale (indice Global Warming Potential o GWP) che obbliga l'industria del condizionamento dell'aria e della refrigerazione a utilizzare nuovi refrigeranti a basso GWP. In risposta a questi regolamenti, negli ultimi anni si è assistito a una continua introduzione, da parte dell'industria chimica, di nuove sostanze candidate a sostituire i fluidi refrigeranti tradizionalmente utilizzati ma progressivamente messi al bando. Focalizzando l'attenzione sui fluidi alternativi a R134a, tra le molteplici alternative proposte sembra che le due IdroFluoroOlefine (HFO) R1234yf e R1234ze(E) e le loro miscele con R134a, rispettivamente R513A e R450A, siano le alternative di maggiore interesse nelle applicazioni di refrigerazione e condizionamento dell'aria.

Nella letteratura di settore, diversi autori indagano sperimentalmente le prestazioni di tali fluidi in applicazioni drop-in (Jarall, 2012; Navarro-Esbrí, 2013; Mota-Babiloni et al., 2014; Makhnatch et al., 2019) oppure focalizzano la loro attenzione sulle strategie necessarie per migliorare le prestazioni delle macchine a compressione di vapore che operano con tali fluidi (Mota-Babiloni et al., 2014; Mota-Babiloni et al., 2015; Devecioglu and Oruç, 2018; Mota-Babiloni et al., 2019).

Il presente lavoro si inserisce in questo filone di ricerca e si propone di valutare sperimentalmente le prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua di piccola taglia che utilizza i cinque refrigeranti precedentemente menzionati. L'analisi è condotta in due fasi: nella prima fase sono misurate le prestazioni in un'applicazioni puramente di tipo drop-in, ovverosia sostituendo il fluido refrigerante ma utilizzando le medesime temperature dei fluidi secondari agli scambiatori di calore e la medesima frequenza di rotazione dell'albero del compressore, mentre nella seconda fase sono misurate le prestazioni quando la frequenza di rotazione dell'albero del compressore è modificata al fine di ottenere la medesima potenza termica erogata dalla pompa di calore quando opera con R134a.

Apparato sperimentale

La valutazione delle prestazioni dei fluidi refrigeranti sostitutivi di R134a è effettuata utilizzando l'apparato sperimentale il cui schema di principio è mostrato nella Figura 1. L'apparato sperimentale emula una macchina di tipo acqua-acqua e si compone fondamentalmente di tre circuiti diversi:

1. il circuito del refrigerante, linea di colore nero. I componenti principali di tale circuito sono un compressore semi-ermetico a pistoni a velocità variabile, due scambiatori di calore a piastre in acciaio inossidabile e due valvole elettroniche di espansione in parallelo. Il circuito è altresì equipaggiato con alcuni componenti aggiuntivi, quali l'accumulatore di refrigerante in aspirazione, il separatore di olio e il ricevitore di liquido, al fine di garantirne un funzionamento stabile e regolare. Infine, il controllo del funzionamento del circuito del

refrigerante avviene agendo sulla frequenza di rotazione dell'albero del compressore e sul set-point del surriscaldamento del vapore all'uscita dell'evaporatore;

2. il circuito del fluido secondario freddo, linea di colore blu. In tale circuito sono installati una pompa a rotore bagnato a velocità variabile, uno scambiatore di calore a piastre, un serbatoio di accumulo e una valvola a tre vie. Il fluido di lavoro è una miscela di acqua e glicole etilenico in cui la concentrazione di glicole etilenico, su base volumica, è pari a 25,4%, cui corrisponde una temperatura di congelamento pari a -12,6 °C. Il controllo del funzionamento di tale circuito avviene agendo sulla velocità di rotazione della pompa e sulla valvola a tre vie, per impostare rispettivamente la portata e la temperatura del fluido all'ingresso dell'evaporatore ai valori desiderati;
3. il circuito del fluido secondario caldo, linea di colore rosso. Tale circuito presenta gli stessi componenti del precedente, con l'aggiunta di uno scambiatore di calore collegato a un refrigeratore aria-acqua ausiliario. Il fluido di lavoro è acqua pura. Analogamente a quanto accade per il precedente, il controllo del funzionamento di tale circuito avviene agendo sulla velocità di rotazione della pompa e sulla valvola a tre vie, per impostare rispettivamente la portata e la temperatura all'uscita del condensatore ai valori desiderati.

Le caratteristiche principali dei componenti del circuito sperimentale sono riportate nella Tabella 1.

Il circuito sperimentale è inoltre dotato della strumentazione necessaria per le misurazioni delle principali grandezze operative della macchina, quali pressioni, temperature, portate e potenza elettrica. Nella Figura 1 è riportata la posizione di ciascuno strumento di misura, mentre nella Tabella 2 ne sono illustrate le caratteristiche principali.

Tabella 1 – Principali caratteristiche dei componenti del circuito sperimentale

Table 1 - Main characteristics of the experimental set-up components

Componente	Grandezza	Valore
Compressore	Cilindrata (@ 50 Hz)	13,15 m ³ ·h ⁻¹
	Frequenza di rotazione dell'albero	30 Hz - 87 Hz
	Olio lubrificante	POE ISO 32
	Carica di olio	1,1 dm ³
Condensatore	Dimensioni n° di piastre	289 mm x 119 mm x 93,6 mm 40
Evaporatore	Dimensioni n° di piastre	376 mm x 119 mm x 71,2 mm 30
Valvola di espansione	Potenza frigorifera minima e massima	1200 W - 12000 W 1690 W - 16900 W
Ricevitore di liquido	Volume	2,8 · 10 ⁻³ m ³

Tabella 2 – Principali proprietà degli strumenti di misura utilizzati

Table 2 - Main characteristics of the measurement instrumentation

Grandezza	Strumento	Intervallo misura	Incertezza
Portata massica refrigerante	Misuratore a effetto Coriolis	0 kg·h ⁻¹ - 300 kg·h ⁻¹	± 0,15% r.v
Pressione refrigerante (bassa pressione)	Trasduttore a film spesso	0 kPa - 700 kPa	± 0,3% f.s
Pressione refrigerante (alta pressione)	Trasduttore a film spesso	0 kPa - 4000 kPa	± 0,3% f.s
Temperatura refrigerante	Termoresistenza Pt100	243,15 K - 343,15 K	± 0,1 K
Potenza compressore	Misuratore di potenza	0 W - 4000 W	± 0,2% f.s
Portata acqua o acqua-glicole	Misuratore a effetto vortex	0,21 m ³ ·h ⁻¹ - 3 m ³ ·h ⁻¹	± 2% v.l.
Temperatura acqua	Termoresistenza Pt100	243,15 K - 343,15 K	± 0,1 K

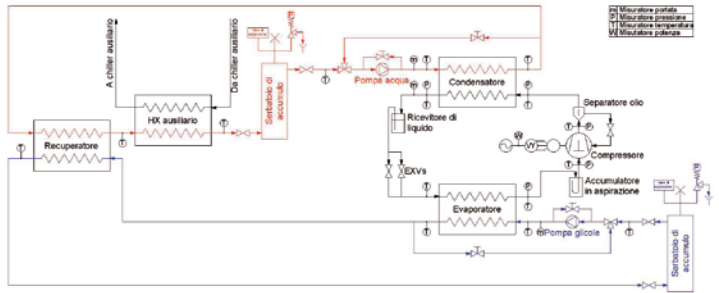


Figura 1 – Schema dell'apparato sperimentale

Figure 1 - Layout of the experimental set-up

Refrigeranti considerati e prove condotte

Come anticipato, nel presente lavoro sono considerati cinque diversi fluidi refrigeranti. Il primo di questi è R134a, refrigerante a oggi ampiamente utilizzato in molte applicazioni ma che, a causa del suo elevato GWP, va incontro alla progressiva sostituzione in favore di refrigeranti a minore impatto ambientale. I fluidi refrigeranti a esso alternativi analizzati sono le due IdroFluoroOlefine (HFO) R1234yf e R1234ze(E) e le loro miscele con R134a, rispettivamente R513A (44% R134a e 56% R1234yf) e R450A (42% R134a e 58% R1234ze(E)), tutti caratterizzati da un GWP minore di quello di R134a, come mostrato nella Tabella 3, nella quale sono riportate anche le principali proprietà dei refrigeranti considerati, mentre le curve di saturazione nel piano pressione-temperatura

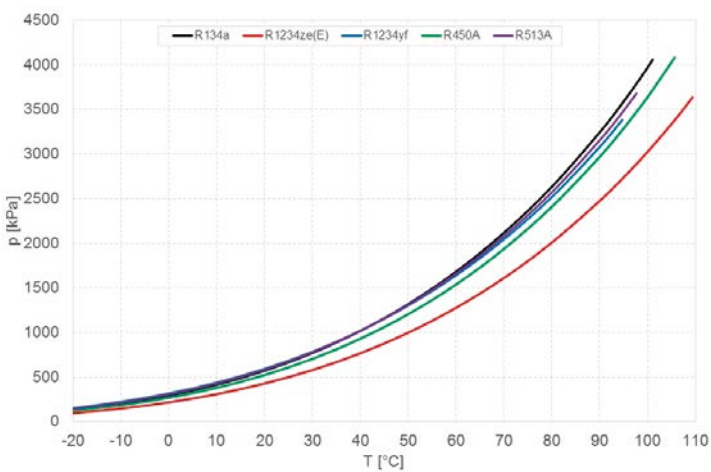


Figura 2 – Legame pressione-temperatura a saturazione dei refrigeranti considerati. Per le miscele è riportata la sola temperatura di rugiada per chiarezza di rappresentazione

Figure 2 - Vapour pressure curve for the considered refrigerants. Only the dew temperature is reported for the mixtures for the sake of readability

sono rappresentate nella Figura 2. Da queste si evidenzia che, con l'unica eccezione di R1234ze(E), tutti i fluidi alternativi a R134a hanno pressioni di lavoro molto simili, se non addirittura identiche, alle pressioni del refrigerante di riferimento, pur avendo pressioni (e temperature) critiche diverse.

La valutazione delle prestazioni della pompa di calore in cui evolvono i diversi fluidi refrigeranti avviene conducendo due gruppi di cinque prove ciascuno nelle condizioni operative riportate nella Tabella 4. Il primo gruppo di prove, 1-5, ha come finalità l'analisi delle prestazioni della pompa di calore a parità di frequenza di rotazione dell'albero del compressore e di temperature dei fluidi secondari all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore e del condensatore. Invece, il secondo gruppo di prove, 6-10, ha la finalità di identificare la frequenza di rotazione dell'albero del compressore tale da permettere alla pompa di calore di erogare la medesima potenza termica prodotta con R134a quando la frequenza di rotazione dell'albero del compressore è pari a 50 Hz.

Tutte le prove sono state condotte portando il circuito sperimentale a operare in regime stazionario. Durante ciascuna prova, le grandezze operative della macchina sono costantemente misurate e registrate con una frequenza di campionamento pari a 1 Hz. Per ciascuna pressione e temperatura, sono calcolate in tempo reale la media e la deviazione standard degli ultimi 900 campioni misurati. Quando la deviazione standard di ciascuna pressione è minore di 2,5 kPa e quella di ciascuna temperatura è minore di 0,2 K, si ritiene che sia raggiunta la condizione stazionaria di funzionamento e sono registrati ulteriori 900 punti di funzionamento per la successiva analisi dei dati. La prova è ritenuta valida se le potenze scambiate all'evaporatore e al condensatore, calcolate con le misurazioni delle grandezze dal lato del refrigerante, differiscono al più del $\pm 4\%$ rispetto alle medesime calcolate con le misurazioni delle grandezze dal lato del fluido secondario. Se tale criterio non è soddisfatto, la prova è ripetuta.

Al termine di ciascuna prova, i dati raccolti sono elaborati per

Tabella 3 – Principali proprietà dei refrigeranti considerati

Table 3 - Main properties of the considered refrigerants

Proprietà	R134a	R1234yf	R1234ze(E)	R450A	R513A
Pressione critica	4059,3 kPa	3382,2 kPa	3634,9 kPa	3797,7 kPa	3668,4 kPa
Temperatura critica	101,06 °C	94,7 °C	109,36 °C	101,98 °C	97,512 °C
Massa molare	102,03 g·mol ⁻¹	114,04 g·mol ⁻¹	114,04 g·mol ⁻¹	108,67 g·mol ⁻¹	108,43 g·mol ⁻¹
c _{po} ¹	85,370 J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹	101,89 J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹	99,977 J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹	93,443 J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹	94,165 J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹
T _{SAT} ² (101325 Pa)	-26,074 °C	-29,45 °C	-18,973 °C	-24,154 °C	-27,872 °C
ΔT _{GLIDE} (101325 Pa)	0 °C	0 °C	0 °C	0,78 °C	0 °C
ODP	0	0	0	0	0
GWP ₁₀₀ (Stocker et al., 2013)	1300	< 1	< 1	546	572
Classificazione ASHRAE	A1	A2L	A2L	A1	A1

¹ Calore specifico a pressione costante nell'ipotesi di pressione nulla e T = 26,85 °C

Tabella 4 – Condizioni di prova utilizzate

Table 4 - Adopted testing conditions

Prova	f	ΔT _{SURR}	Evaporatore			Condensatore		
			m _G	T _{G,IN}	T _{G,OUT}	m _W	T _{W,IN}	T _{W,OUT}
1	50 Hz	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Identificata	30 °C	35 °C
2	50 Hz	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Identificata	40 °C	45 °C
3	50 Hz	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Identificata	50 °C	55 °C
4	50 Hz	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Identificata	60 °C	65 °C
5	50 Hz	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Identificata	70 °C	75 °C
6	Variabile	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Come R134a	30 °C	35 °C
7	Variabile	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Come R134a	40 °C	45 °C
8	Variabile	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Come R134a	50 °C	55 °C
9	Variabile	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Come R134a	60 °C	65 °C
10	Variabile	5 °C	Identificata	10 °C	5 °C	Come R134a	70 °C	75 °C

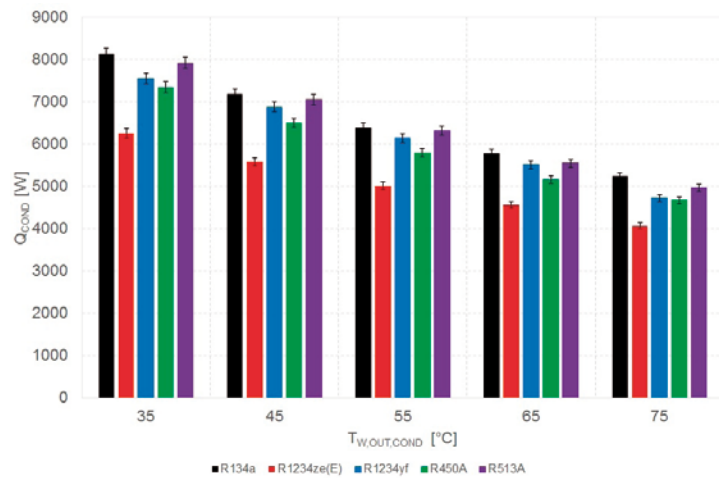


Figura 3 – Potenza termica prodotta dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'acqua all'uscita del condensatore

Figure 3 - Heating capacity of the heat pump as a function of the water temperature at condenser outlet

determinare l'effetto utile della macchina, ovvero sia la potenza termica scambiata al condensatore, e l'indice di prestazione energetica, ovvero sia il COP, in accordo alle equazioni seguenti:

$$\dot{Q}_{COND} = \frac{1}{2} [\dot{m}_R (h_{R,IN,COND} - h_{R,OUT,COND}) + [\dot{m}_{W,P,W} (T_{W,OUT,COND} - T_{W,IN,COND})]]$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{COND}}{\dot{W}_{COMP}}$$

Per il calcolo delle entalpie del refrigerante, in funzione della pressione e della temperatura, e del calore specifico a pressione costante dell'acqua, in funzione della temperatura media, è utilizzato il software Refprop (Lemmon et al., 2013). Alle grandezze appena calcolate, così come a tutte le grandezze direttamente misurate, è associata l'incertezza di misura determinata in accordo alla procedura proposta da Moffat (1988).

Risultati

Analizzando, in primo luogo, la potenza termica scambiata al condensatore e il COP della pompa di calore, sono riportati nella Figura 3 e nella Figura 4 gli andamenti di tali grandezze ottenuti con le condizioni di prova 1-5 della Tabella 4.

I risultati ottenuti mostrano che l'utilizzo di uno qualsiasi dei refrigeranti a basso GWP alternativi a R134a comporta la riduzione della potenza termica erogata dalla pompa di calore. Le differenze sono modeste nel caso

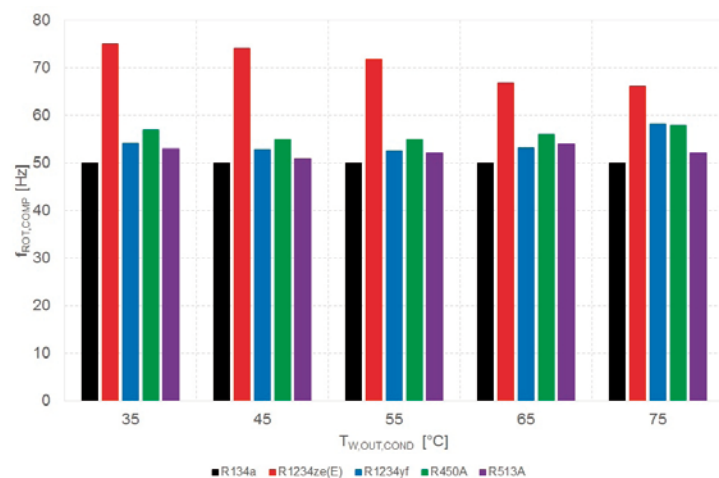


Figura 5 – Frequenza di rotazione dell'albero del compressore necessaria per fornire la potenza termica erogata con R134a in funzione della temperatura dell'acqua all'uscita del condensatore

Figure 5 - Rotational frequency of the compressor shaft required to achieve the R134a heating capacity as a function of the water temperature at condenser outlet

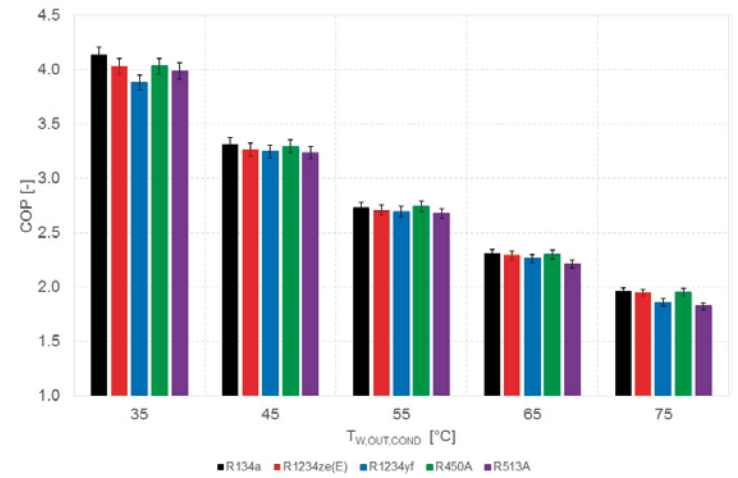


Figura 4 – COP della pompa di calore in funzione della temperatura dell'acqua all'uscita del condensatore

Figure 4 - COP of the heat pump as a function of the water temperature at condenser outlet

di R513A, dal momento che la potenza prodotta si attesta nell'intervallo 95% ÷ 99% rispetto alla potenza erogata utilizzando R134a, mentre sono significative nel caso di R1234ze(E), per il quale la potenza erogata ricade nell'intervallo 77% ÷ 79%. Confrontando i due HFO, R1234yf permette di ottenere potenze termiche più elevate di R1234ze(E) per le sue proprietà termofisiche, più simili a quelle di R134a, mentre paragonando tale refrigerante con la miscela che lo contiene, la miscela R513A risulta migliore del fluido puro R1234yf poiché ha R134a tra i suoi componenti. Queste differenze derivano principalmente dalle diverse differenze di entalpia a cavallo del condensatore, sempre minori rispetto a quelle di R134a, e dalle diverse portate massiche di refrigerante, fortemente influenzate da minori densità dei refrigeranti in aspirazione al compressore.

Viceversa, l'impiego di R1234ze(E) e R450A comporta variazioni molto modeste del COP, attestandosi tale parametro nell'intervallo 98% ÷ 100%, mentre maggiori riduzioni sono conseguenti all'utilizzo di R1234yf e R513A, risultando il COP della pompa di calore che utilizza tali fluidi compreso nell'intervallo 93% ÷ 99%. Nuovamente, tale differenza è giustificabile in base alle proprietà termofisiche dei refrigeranti considerati, giacché l'indice di prestazione energetica è tanto maggiore quanto maggiore è la temperatura critica e quanto minore è il calore specifico a pressione costante di riferimento della sostanza utilizzata (Domanski et al., 2014). Si noti infine che in nessuna delle prove condotte la temperatura del refrigerante alla mandata del compressore ha superato il valore massimo

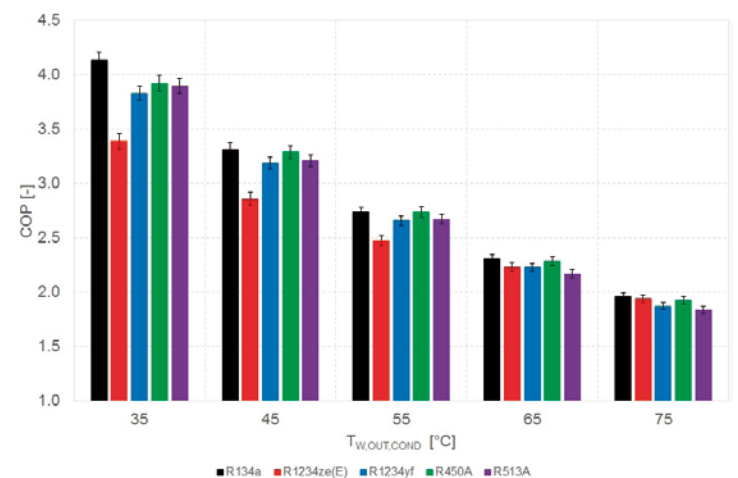


Figura 6 – COP della pompa di calore in funzione della temperatura dell'acqua all'uscita del condensatore per potenza termica erogata dalla pompa di calore pari alla potenza di riferimento

Figure 6 - COP of the heat pump as a function of water temperature at condenser outlet when the delivered heating capacity is equal to the baseline value

ammissibile dichiarato dal costruttore del compressore e pari a 120 °C. In particolare, tra tutti i refrigeranti analizzati, R134a risulta caratterizzato dalle maggiori temperature di mandata ($T = 112,3$ °C nelle condizioni della prova 5) a seguito del minore calore specifico a pressione costante che lo caratterizza, come mostrato in Tabella 3. Viceversa, tutti i refrigeranti a basso GWP a esso alternativi mostrano temperature di mandata minori, con riduzioni più consistenti per i due HFO in virtù del più elevato valore di tale proprietà termofisica ($T = 98,0$ °C e $T = 98,9$ °C rispettivamente per R1234ze(E) e R1234yf nelle medesime condizioni di prova).

Considerando ora le prove effettuate a parità di potenza termica erogata dalla pompa di calore, la Figura 5 e la Figura 6 mostrano rispettivamente la frequenza di rotazione dell'albero del compressore necessaria per ottenere la medesima potenza termica erogata con R134a e il COP nelle condizioni di prova 6-10 della Tabella 4.

I risultati ottenuti mostrano che R513A e R1234yf richiedono modesti incrementi della frequenza di rotazione dell'albero del compressore, dell'ordine del 2% ÷ 17%, mentre per R450A e per R1234ze(E) sono necessari incrementi maggiormente consistenti, nell'intervallo 10% - 50%. Questo andamento è del tutto coerente con quanto appena

discusso e mostrato in Figura 3 e trova giustificazione nelle medesime motivazioni precedentemente discusse.

L'incremento della frequenza di rotazione dell'albero del compressore induce una diminuzione del COP della pompa di calore come conseguenza delle aumentate portata massica e potenza termica da scambiare che, a loro volta, costringono le temperature di evaporazione e condensazione a separarsi. La riduzione della COP è modesta per R513A e R1234yf, risultando ora tale parametro compreso nell'intervallo 93% ÷ 98%, mentre è molto più consistente per R1234ze(E) e R450A, specialmente alle basse temperature dell'acqua all'uscita del condensatore, dove il COP si attesta nell'intervallo 82% ÷ 86%. Tale comportamento è la conseguenza dell'elevato incremento della frequenza di rotazione dell'albero del compressore; tuttavia tale tendenza si inverte aumentando la temperatura dell'acqua all'uscita del condensatore poiché i refrigeranti si trovano a operare con temperature sempre più vicine alla temperatura critica. Nuovamente, in nessuna delle condizioni di prova della pompa di calore la temperatura del refrigerante alla mandata del compressore ha superato il valore massimo ammissibile dichiarato dal costruttore del compressore.

CONCLUSIONI

Nel presente lavoro sono presentati e discussi i risultati sperimentali dell'uso di R134a e delle sue alternative a basso GWP: R1234yf, R1234ze(E), R450A e R513A, in una pompa di calore acqua-acqua di piccola taglia.

Sono dapprima state analizzate cinque condizioni di prova con la finalità di valutare la potenza termica erogata e il COP della pompa di calore a parità di frequenza di rotazione dell'albero del compressore e di temperature dei fluidi secondari all'ingresso e all'uscita degli scambiatori di calore. Ulteriori cinque condizioni di prova sono considerate con l'obiettivo di identificare la frequenza di rotazione dell'albero del compressore che permette di erogare la medesima potenza termica erogata con R134a e di misurare il COP in tali condizioni operative.

I risultati ottenuti permettono di affermare che con l'impiego di uno qualsiasi dei refrigeranti alternativi a basso GWP la pompa di calore eroga una potenza termica minore, compresa nell'intervallo 77% ÷ 99% a seconda del fluido refrigerante e delle condizioni di prova, e opera con un COP leggermente inferiore, compreso nell'intervallo 93% ÷ 100%.

Attraverso l'incremento della frequenza di rotazione dell'albero del compressore è possibile riportare la potenza termica prodotta al valore ottenuto con R134a. A seconda del fluido refrigerante e delle condizioni di prova, tale incremento varia entro l'intervallo 2% ÷ 50% ma generalmente comporta un'ulteriore riduzione del COP della pompa di calore che si attesta nell'intervallo 82% ÷ 98%.

CONFLITTO DI INTERESSE

Gli autori dichiarano che non esistono conflitti di interesse di ordine economico o di altro tipo sull'articolo presentato.

FINANZIAMENTI ALLO STUDIO

Il presente lavoro ha beneficiato del sostegno finanziario del MIUR attraverso il programma PRIN 2015 (Finanziamento 2015M8S2PA).

RINGRAZIAMENTI

Gli autori ringraziano la società Frascol S.p.A., per la fornitura del compressore utilizzato nella campagna sperimentale e la società Rivoira Refrigerants S.r.l., per la fornitura dei campioni di R1234yf, R450A e R513A. Il presente lavoro è estratto dai lavori di tesi degli allievi Francesco Bocchinfuso, Simone Gornati, Silvia Ottaviani e Gianluca Pincetti, ai quali vanno i più sentiti ringraziamenti.

BIBLIOGRAFIA

- Devecioglu A., Oruç V. 2018. Improvement on the energy performance of a refrigeration system adapting a plate-type heat exchanger and low-GWP refrigerants as alternatives to R134a. *Energy*, 155, 105-116.
- Domanski P.A., Brown J.S., Heo J., Wojtusik J., McLinden M.O. 2014. A thermodynamic analysis of refrigerants: Performance limits of the vapor compression cycle. *International Journal of Refrigeration*, 38, 71-79.
- Jarall S. 2012. Study of refrigeration system with HFO-1234yf as a working fluid. *International Journal of Refrigeration*, 35, 1668-1677.
- Lemmon E., Huber M., McLinden M. 2013. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1. Standard Reference Data Program. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology.
- Makhnatch P., Mota-Babiloni A., López-Belchí A., Khodabandeh R. 2019. R450A and R513A as lower GWP mixtures for high ambient temperature countries: Experimental comparison with R134a. *Energy* 2019, 166, 223-235.
- Moffat R.J. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid. Science*, 1(1), 3-17.
- Mota-Babiloni A., Navarro-Esbrí J., Barragán, Á, Molés F. 2014. Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements. *Applied Thermal Engineering*, 71, 259-266.
- Mota-Babiloni A., Navarro-Esbrí J., Barragán-Cervera A., Moles F., Peris B. 2015. Drop-in analysis of an internal heat exchanger in a vapour compression system using R1234ze(E) and R450A as alternatives for R134a. *Energy*, 90, 1636-1644.
- Mota-Babiloni A., Navarro-Esbrí J., Pascual-Miralles V., Barragán-Cervera A., Maiorino A. 2019. Experimental influence of an internal heat exchanger (IHX) using R513A and R134a in a vapor compression system. *Applied Thermal Engineering*, 147, 482-491.
- Navarro-Esbrí J., Mendoza-Miranda J., Mota-Babiloni, A., Barragán-Cervera A., Belman-Flores, J. 2013. Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system. *International Journal of Refrigeration*, 36, 870-880.
- Parlamento europeo. 2014. Regolamento (UE) No 517/2014 del Parlamento Europeo e del Consiglio del 16 Aprile 2014 sui gas fluorurati a effetto serra e che abroga il regolamento (CE) No 842/2006. *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea*, L150/195, del 20.05.2014.
- Stocker T., Qin D., Plattner G.K., Tignor M., Allen S., Boschung J., Nauels A., Xia Y., Bex V., Midgley P.M. 2013. *Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge: Cambridge University Press.