



Ricerca di Sistema elettrico

Applicazione modellistica di sistemi ad eiettore a PdC con refrigeranti di nuova generazione

Alfonso William Mauro, Rita Mastrullo

APPLICAZIONE MODELLISTICA DI SISTEMI AD EIETTORE A PdC CON REFRIGERANTI DI NUOVA GENERAZIONE

Alfonso William Mauro e Rita Mastrullo, Università degli Studi di Napoli Federico II, Dipartimento di Ingegneria Industriale

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero della Transizione Ecologica - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – III annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package: Pompe di Calore

Linea di attività: LA 3.25: Miglioramento delle prestazioni delle PdC (eiettori): Applicazione del modello eietttore a PdC che utilizzano altri refrigeranti

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Studio e sviluppo degli eiettori quali organi di laminazione per PdC utilizzando come fluido refrigerante sia la CO₂, sia altri fluidi”*

Responsabile scientifico ENEA: Raniero Trinchieri

Responsabile scientifico: Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Napoli Federico II: Prof. Alfonso William Mauro

Indice

1.	DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E DELLA TIPOLOGIA DI RISULTATI.....	4
1.1	RICHIESTE LA25	4
1.2	DESCRIZIONE ATTIVITÀ	4
2.	ATTIVITÀ 1.....	5
2.1	SCHEMA DI FUNZIONAMENTO IMPIANTO CON VALVOLA DI LAMINAZIONE.....	5
2.2	MODELLAZIONE E SIMULAZIONE COMPONENTI	5
2.2.1	<i>Modellazione del compressore.</i>	5
2.2.2	<i>Modellazione degli scambiatori di calore</i>	6
2.2.3	<i>Modellazione dello scambiatore interno rigenerativo</i>	7
2.2.4	<i>Algoritmo risolutivo per la modellazione dell'intero sistema</i>	8
2.2.5	<i>Criteri per il dimensionamento dei componenti</i>	8
2.3	PROCEDURA DI CALCOLO.....	9
2.3.1	<i>Procedura per la modalità riscaldamento</i>	9
2.3.2	<i>Procedura per la modalità raffrescamento</i>	10
2.3.3	<i>Procedura per la modalità produzione di acqua calda sanitaria (ACS)</i>	11
2.4	RISULTATI	12
2.4.1	<i>Modalità riscaldamento</i>	12
2.4.2	<i>Modalità raffrescamento</i>	18
2.4.3	<i>Modalità di produzione di acqua calda sanitaria</i>	23
2.5	CONCLUSIONI ATTIVITÀ 1.....	28
3.	ATTIVITÀ 2.....	29
3.1	SCHEMA DI FUNZIONAMENTO IMPIANTO CON EIETTORE	29
3.2	MODELLAZIONE COMPONENTI	29
3.2.1	<i>Modello eiettore, definizione di rendimento eiettore [7]</i>	29
3.3	ALGORITMO RISOLUTIVO DEL MODELLO NEL CASO DI FUNZIONAMENTO CON EIETTORE	30
3.4	RISULTATI	31
3.4.1	<i>Modalità riscaldamento</i>	31
3.4.2	<i>Modalità raffrescamento</i>	37
3.4.3	<i>Modalità produzione di acqua calda sanitaria</i>	41
3.5	CONCLUSIONI ATTIVITÀ 2.....	47
4.	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	48
	CURRICULUM VITAE DELLA PROF.SSA RITA MASTRULLO.....	49
	CURRICULUM VITAE DEL PROF. ALFONSO WILLIAM MAURO	50

1. Descrizione delle attività svolte e della tipologia di risultati

1.1 Richieste LA25

Secondo l'accordo di ricerca, nella LA25 l'Università degli Studi di Napoli "Federico II" ha il compito di esplorare il potenziale vantaggio termodinamico nell'applicazione dei sistemi ad eiettore con 10 tra i nuovi refrigeranti introdotti nel mercato a seguito della regolamentazione 517/2014 (F-GAS) [1] in Europa. I risultati attesi sono rappresentati dalla stima teorica del possibile incremento prestazionale di pompe di calore utilizzando altri refrigeranti attraverso l'utilizzazione di sistemi di espansione con eiettori, in termini di COP in condizioni nominali in situazioni di riferimento estivo ed invernale per diverse zone climatiche italiane.

1.2 Descrizione attività

In condivisione con ENEA, per lo studio in esame, sono state effettuate le due seguenti attività:

- **Attività 1:** Nel funzionamento in assenza di eiettore, con organo di laminazione tradizionale, viene effettuato un confronto termo-economico tra i seguenti fluidi alternativi alla CO₂ compatibili con la normativa F-gas in termini di impatto ambientale: R1234yf, R600a (isobutano), R1234ze, R32, R452A, R455A, R290 (propano), R513A. Sono inoltre considerati anche i due fluidi di riferimento R134a e R410A. Il confronto è stato effettuato in relazione alla modalità di funzionamento invernale (acqua calda 30-35 °C) ed estiva (acqua fredda 12-7 °C). L'approccio utilizzato condiviso col committente è stato quello di dimensionare, per tutti i fluidi citati, la pompa di calore in modalità invernale, avendo come vincolo una capacità termica pari a 35 kW ed un COP pari a quello ottenuto utilizzando come fluido l'anidride carbonica con geometria simile al prototipo ENEA testato per l'attività LA23. Per la modalità invernale, quindi, il confronto prestazionale è effettuato valutando, per ogni fluido, le necessarie dimensioni degli scambiatori di calore e della cilindrata del compressore (entrambi legati alla spesa economica) per garantire la stessa resa e lo stesso COP. Questo approccio consentirà a potenziali costruttori, interessati a scegliere il fluido refrigerante da utilizzare, di confrontare i costi di realizzazione previsti, in relazione ai costi specifici dei componenti che loro riescono ad ottenere sul mercato. È stato evitato l'approccio opposto, ovvero quello di dimensionare per ogni fluido la pompa di calore che a parità di costi di impianto massimizza il COP; in quanto i costi specifici dei componenti ipotizzati potrebbero essere molto diversi da quelli effettivi per un potenziale costruttore, in relazione alla sua capacità di acquisto, e questo determinerebbe delle conclusioni non applicabili al suo caso.

Una volta dimensionato il sistema per la modalità invernale, lo stesso impianto è stato simulato in modalità estiva, ipotizzandone il funzionamento in entrambe le modalità. Essendo l'impianto stato definito in precedenza, il confronto prestazionale in questo caso ha riguardato, per ogni fluido, il calcolo della resa frigorifera e del COP in modalità raffrescamento.

Infine, è stato proposto il dimensionamento di un ulteriore sistema per la produzione di acqua calda sanitaria (40-65 °C), di taglia pari a 2 kW, con approccio del tutto analogo a quanto fatto per la modalità invernale della pompa di calore.

Tutte le analisi sono quindi condotte per le condizioni climatiche di riferimento di Courmayeur, Milano, Roma, Palermo e Pantelleria.

- **Attività 2:** Viene effettuato un confronto termodinamico tra funzionamento con l'impiego di un sistema ad eiettore e un organo di laminazione tradizionale. L'approccio è quello di utilizzare gli stessi componenti (scambiatori di calore e compressore) già dimensionati per l'Attività 1, sostituendo la valvola di laminazione con un eiettore per determinare la variazione del coefficiente di prestazione in relazione al rendimento dell'eiettore in tutte le modalità di funzionamento (riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria, per gli stessi fluidi refrigeranti e le stesse condizioni climatiche di riferimento impiegate per l'Attività 1).

2. Attività 1

2.1 Schema di funzionamento impianto con valvola di laminazione

Per la modellazione di un sistema con organo di laminazione tradizionale, si considerano i seguenti componenti di impianto: un compressore, uno scambiatore di calore a batteria alettata impiegato come unità esterna, uno scambiatore di calore a piastre impiegato come unità interna, una valvola di laminazione e uno scambiatore interno rigenerativo, utilizzato soltanto per quei fluidi per cui si ottiene un reale vantaggio termodinamico. Figura 1 viene riportata a sinistra una schematizzazione semplificata del sistema in caso di funzionamento in modalità riscaldamento, mentre a destra si riporta il corrispondente ciclo termodinamico su diagramma T-s.

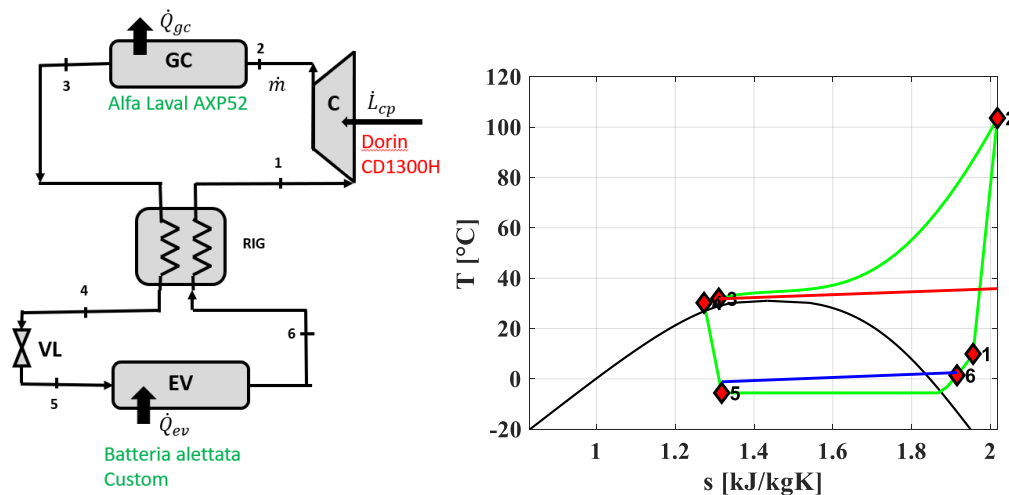


Figura 1 – Schematizzazione semplificata del sistema con organo di laminazione tradizionale, in caso di funzionamento in modalità riscaldamento (sx). Diagramma T-s nel caso di fluido di lavoro CO₂ (dx)

Per coerenza con il prototipo Enea viene definito un sistema base al quale si riferirà in tutto questo report. Tale sistema è caratterizzato da un compressore di cilindrata pari ad un Dorin CD1300H, uno scambiatore a piastre AlfaLaval AXP52 e una batteria alettata custom. Tutti questi componenti sono infatti gli stessi utilizzati da Enea per la costruzione del prototipo nell'ambito della LA23. Le caratteristiche geometriche di ciascun componente sono quindi riportate in seguito in questo report.

2.2 Modellazione e simulazione componenti

2.2.1 Modellazione del compressore.

Il compressore Dorin CD1300H presenta una portata volumetrica ideale (cilindrata per numero di giri) pari a 8.44 m³/h. Per ciascun fluido di lavoro sono state considerate diverse relazioni per la valutazione del rendimento volumetrico in funzione del rapporto di compressione, riportate nella Figura 2.

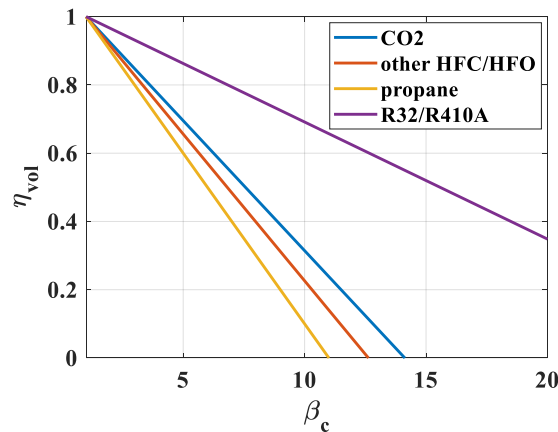


Figura 2 – Rendimento volumetrico in funzione del rapporto di compressione, per diverse categorie di fluidi refrigeranti

$$\eta_{vol} = -0.0762 \cdot \beta_c + 1.076 \quad CO_2 \quad (1)$$

$$\eta_{vol} = -0.086 \cdot \beta_c + 1.086 \quad R32; R410A \quad (2)$$

$$\eta_{vol} = -0.01 \cdot \beta_c + 1.1 \quad R290 \quad (3)$$

$$\eta_{vol} = -0.0343 \cdot \beta_c + 1.034 \quad Altri HFC/HFO \quad (4)$$

Per la valutazione del rendimento volumetrico per la CO₂ si considera la relazione ottenuta da una calibrazione su dati da catalogo per lo stesso compressore Dorin CD1300H. Le relazioni valide per propano e altri fluidi refrigeranti sono ottenute dal lavoro di Citarella et al. (2021) [2]. Infine, la relazione per R410A è stata calibrata da dati di catalogo per il compressore Bitzer 4CDC-9Y. La stessa relazione viene anche utilizzata per l’R32 a causa delle simili curve di saturazione dei due fluidi.

In seguito alla valutazione del rendimento volumetrico del compressore, la portata massica elaborata è quindi valutata con la seguente relazione:

$$\dot{m} = \rho_{asp} \cdot \dot{V}_{asp,id} \cdot \eta_v \quad (5)$$

Per quanto riguarda il rendimento globale del compressore, nella seguente trattazione sarà considerato per semplicità un valore tipico per questa tecnologia e queste taglie, pari a $\eta_g = 0.67$.

2.2.2 Modellazione degli scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore modellati in questo report sono una batteria alettata che interagisce con l’ambiente esterno, e uno scambiatore a piastre che interagisce con un fluido termovettore (caldo o freddo a seconda della modalità di funzionamento).

La batteria alettata relativa al sistema base è di tipo custom e presenta le caratteristiche geometriche indicate nella seguente Tabella 1.

Tabella 1 - Dati geometrici per la batteria alettata custom relativa al sistema base

Batteria Alettata Custom	
Lunghezza	1.20 m
Passo tubi	19 mm
Passo tanghi	17.2 mm
Passo alette	3.2 mm
Spessore tubi	0.5 mm
Diametro tubi	5 mm
Numero tubi per rango	60
Numero ranghi	4
Spessore alette	0.12 mm
Numero circuiti	30
Materiale alette	Alluminio
Materiale tubi	Rame

Lo scambiatore a piastre AlfaLaval AXP52 relativo al sistema base presenta le caratteristiche geometriche indicate in Tabella 2.

Tabella 2 - Dati geometrici per lo scambiatore a piastre AlfaLaval relativo al sistema base

Scambiatore a piastre AlfaLaval AXP52	
Lunghezza	58 cm
Larghezza	16 cm
Angolo di Chevron	65°
Ampiezza corrugazione piastra	0.9 mm
Lunghezza d'onda corrugazione piastra	4 mm
Numero piastre caldo	22
Numero piastre freddo	22
Numero passaggi	3
Spazio tra le piastre	1.8 mm
Diametro idraulico piastre	24 mm
Spessore piastre	0.6 mm

In caso di funzionamento da gas-cooler con CO₂, la modellazione eseguita è analoga a quanto già rendicontato per la LA23. Per il funzionamento con fluidi refrigeranti diversi dalla CO₂, a causa di temperature critiche più elevate per quest'ultimi e quindi della presenza di una fase di condensazione, sono state sostituite le correlazioni empiriche per la valutazione del coefficiente di scambio termico lato refrigerante rispetto al modello del "gas-cooler" per la CO₂. Viene quindi utilizzata la correlazione di Shah [3] per valutare il coefficiente di scambio termico in condensazione, e la correlazione di Dittus-Boelter [4] per la fase di de-surriscaldamento.

Per quanto riguarda il funzionamento da evaporatore, la modellazione eseguita è analoga a quanto rendicontato per la LA23.

2.2.3 Modellazione dello scambiatore interno rigenerativo

La modellazione dello scambiatore interno rigenerativo viene effettuata per semplicità fissandone il valore di efficienza. Le condizioni termodinamiche dei fluidi caldo e freddo sono quindi ottenute tramite le seguenti relazioni:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{h_3 - h_4}{\min([\Delta h_{max,c}, \Delta h_{max,f}])} = \frac{h_1 - h_6}{\min([\Delta h_{max,c}, \Delta h_{max,f}])} \quad (6)$$

$$\Delta h_{max,c} = h_3 - h(P_3, T_6) = \dot{C}_c \cdot (\Delta T_{max}) \quad (7)$$

$$\Delta h_{max,f} = h(P_6, T_3) - h_6 = \dot{C}_f \cdot (\Delta T_{max}) \quad (8)$$

2.2.4 Algoritmo risolutivo per la modellazione dell'intero sistema

L'intero sistema viene modellato mettendo insieme i diversi sotto-modelli di compressore, scambiatore interno rigenerativo, scambiatori di calore, secondo un algoritmo risolutivo analogo per tutti i fluidi di lavoro considerati in questo report e composto dai seguenti step:

- 1) Si fissano le variabili portate ai fluidi secondari massa di acqua \dot{m}_w volumetrica di aria \dot{V}_a , efficienza dello scambiatore interno rigenerativo ϵ , surriscaldamento in uscita all'evaporatore $\Delta T_{surr} = 7^\circ C$.
- 2) Si fissano le variabili di tentativo di pressione al condensatore (gas-cooler) ed evaporatore. Nel caso di CO₂ la temperatura di uscita dal gas-cooler è ottenuta secondo il modello di Liao [5] in funzione della pressione al gas-cooler, mentre per tutti gli altri fluidi si considera un titolo in uscita dal condensatore pari a 0. Sono quindi noti gli stati termodinamici 6 e 3, indicati nella Figura 1.
- 3) Fissata l'efficienza dello scambiatore rigenerativo, con le relazioni indicate nel paragrafo 2.2.3, si valutano h_1 e h_4 e quindi gli stati termodinamici 1 e 4. Dal punto di uscita della valvola di laminazione 4 si ricava lo stato termodinamico 5.
- 4) Tramite il modello del compressore del paragrafo 2.2.1, è possibile ricavare il valore di portata massa elaborata \dot{m}_p e il rendimento globale η_g . Dal rendimento del compressore si valuta lo stato termodinamico 2. Si assume un corretto accoppiamento tra il compressore e la valvola di laminazione, supponendo che quest'ultima sia quindi ben dimensionata.
- 5) Si valutano le potenze \dot{Q}_{ev} , \dot{Q}_{co} , \dot{L}_{cp} , COP. Nella definizione di COP si comprende anche il consumo dei ventilatori relativi alla batteria alettata.
- 8) Si risolvono i profili di temperatura ai fluidi secondari sia al condensatore/gas-cooler che all'evaporatore, con i modelli indicati nel paragrafo 2.2.2.
- 9) Si itera sulle pressioni P_{co} e P_{ev} , e sulla portata di acqua \dot{m}_w in modo tale da ottenere i profili di temperatura ai fluidi secondari desiderati, in corrispondenza di determinate condizioni al contorno.

2.2.5 Criteri per il dimensionamento dei componenti

Ai fini del dimensionamento del sistema per le modalità di raffrescamento e produzione di acqua sanitaria, per inseguire determinati valori della resa della macchina viene definito un criterio di dimensionamento dei singoli componenti.

Viene infatti definito un dimensionamento rispetto al prototipo Enea esistente, intervenendo sia sul dimensionamento del compressore, che degli scambiatori di calore, in modo uguale per tutti i fluidi di lavoro considerati in questo report fissata una condizione meteo. Per il compressore viene scalata la cilindrata del compressore nel sistema base per ottenere la stessa resa, con un fattore f_{scala} definito nel modo seguente:

$$f_{scala} = \frac{Cil_{comp}}{Cil_{comp,base}} \quad (9)$$

Nel caso dello scambiatore a piastre viene effettuato un dimensionamento di massima della superficie frontale dello scambiatore, data dal prodotto lunghezza L per larghezza W, mantenendo costante rapporto di forma e velocità di attraversamento aria per contenere le perdite di carico rispetto al prototipo Enea esistente.

Infine, nel caso della batteria alettata viene effettuato un dimensionamento di massima dell'area frontale, data dal prodotto di lunghezza L per altezza H, in modo tale da rispettare lo stesso rapporto di forma e velocità dei fluidi di lavoro per contenere le perdite di carico.

Nel caso di dimensionamento per altri fluidi diversi dalla CO₂, per analizzare il confronto del sistema con organo di laminazione tradizionale con la CO₂, per la batteria alettata viene valutato il numero di ranghi effettivo N_r in grado di soddisfare un certo valore di potenza termica, con numero di circuiti N_{circ} e diametro del tubo d scelti in modo da rispettare un fissato vincolo sulle perdite di carico massime ammissibili. Per lo scambiatore a piastre viene invece selezionato il numero di piastre $N_{piastre}$ per soddisfare una certa potenza termica scambiata.

2.3 Procedura di calcolo.

2.3.1 Procedura per la modalità riscaldamento

In modalità riscaldamento si effettua un dimensionamento del sistema con organo di laminazione tradizionale (Cilindrata, N_r , N_{circ} , d , $N_{piastre}$) rispetto a sistema base. In questo caso la batteria alettata custom del sistema base opererà da evaporatore, mentre lo scambiatore a piastre opererà da condensatore/gas-cooler. Il dimensionamento viene ottenuto sfruttando i risultati del modello fisico precedentemente descritto. Gli step dell'algoritmo utilizzato sono diversi a seconda se si considera come fluido di lavoro la CO_2 o tutti gli altri refrigeranti.

Fissata quindi la condizione climatica di riferimento, si eseguono i seguenti step. Nel caso della CO_2 :

- 1) Si dimensiona il sistema rispetto al prototipo base in modo tale che il modello restituisca una potenza termica al gas-cooler pari a 35 kW, in base a quanto visto nel paragrafo 2.2.5.
- 2) Si sceglie una portata massica di acqua al gas-cooler in modo tale da avere una differenza di temperatura tra ingresso e uscita dell'acqua calda di 5°C.
- 3) Si sceglie una portata volumetrica di aria all'evaporatore, in modo tale da avere una differenza di temperatura tra ingresso e uscita dell'aria di circa 4°C.
- 4) Si valuta il ciclo termodinamico (in termini di pressione al gas-cooler e temperatura di evaporazione) in modo tale che il modello restituisca una temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler pari a 30°C e una temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore pari alla temperatura minima relativa alla condizione climatica fissata.
- 5) Si valuta l'efficienza che lo scambiatore rigenerativo deve assumere all'interno del range $0 \div 0.95$ vincolando la temperatura di mandata al compressore al valore limite di 120°C.

Nel caso di altri fluidi diversi dalla CO_2 la procedura seguita è la seguente.

- 1) Con stesse portate di acqua al gas-cooler e aria all'evaporatore ricavate per il funzionamento con CO_2 , si identifica il ciclo termodinamico (in termini di temperature di condensazione ed evaporazione) in modo tale da avere come risultato del modello lo stesso COP termodinamico (senza considerare il consumo del fan) ottenuto con la CO_2 . Si fa in modo che le differenze medie di temperatura tra refrigerante e fluidi secondari nell'evaporatore e condensatore siano circa simili tra loro.
- 2) Si valuta un fattore f_{cil} , definito come il rapporto tra la cilindrata al compressore relativa al generico fluido x e la cilindrata al compressore per la CO_2 , in modo tale da ottenere tramite il modello la stessa potenza termica al condensatore di 35 kW:

$$f_{cil} = \frac{Cil_{comp,fluidox}}{Cil_{comp,CO_2}} \quad (10)$$

- 3) Si valutano il numero di ranghi, numero di circuiti e diametro dei tubi del condensatore, in modo tale che il modello restituisca una temperatura dell'acqua in ingresso pari a 30°C e la potenza termica desiderata. Numero di circuiti e diametro dei tubi sono scelti in modo tale che il ΔT_{sat} associato alle perdite di carico lato refrigerante non sia superiore a 2°C. Dal rapporto tra le aree di scambio termico con la CO_2 si ricava un fattore f_{Aco} , definito come:

$$f_{Aco} = \frac{A_{co}}{A_{gc,CO_2}} \quad (11)$$

- 4) Si valuta il numero di piastre dell'evaporatore in modo tale che il modello restituisca una temperatura dell'aria in ingresso pari alla temperatura minima relativa alla condizione climatica fissata, e la potenza termica desiderata. Si verifica inoltre che le perdite di carico lato refrigerante non assumano valori eccessivi. Dal rapporto tra le aree di scambio termico con la CO_2 si ricava un fattore f_{Aev} , definito come:

$$f_{Aev} = \frac{A_{ev}}{A_{ev,CO_2}} \quad (12)$$

- 5) Si valuta l'efficienza che lo scambiatore rigenerativo deve assumere all'interno del range $0 \div 0.95$ vincolando la temperatura di mandata al compressore al valore limite di 120°C.

Un esempio di ciclo termodinamico ottenuto per i due fluidi di CO_2 e R1234ze, in condizioni climatiche esterne tipiche di Milano, è rappresentato in Figura 3.

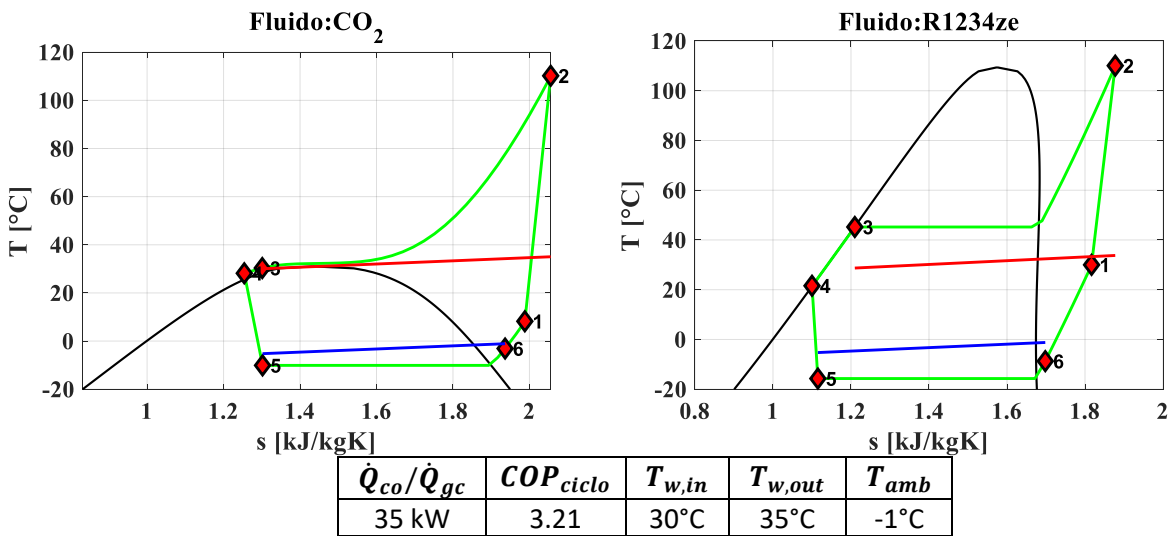


Figura 3 – Diagramma T-s in modalità riscaldamento per fluidi CO₂ (sx) e R1234ze (dx), per la città di Milano, con tabella riepilogativa di resa, COP del ciclo e condizioni al contorno

2.3.2 Procedura per la modalità raffreddamento

Si assume quindi che gli scambiatori operino in maniera invertita rispetto alla modalità riscaldamento, ossia che la batteria alettata custom funzioni da condensatore/gas-cooler e che lo scambiatore a piastre funzioni da evaporatore.

La procedura seguita è analoga per tutti quanti i fluidi refrigeranti analizzati in questo report.

- 1) A seconda della condizione climatica fissata, si considerano fissati cilindrata al compressore, portata volumetrica aria, N_r, N_{circ}, d della batteria alettata, $N_{piastre}$ dello scambiatore uguali a quelli ottenuti per la modalità riscaldamento.
- 2) Si valuta la portata massica di acqua all'evaporatore in modo tale da avere una differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita dell'acqua fredda pari a 5°C.
- 3) Si valuta il ciclo termodinamico in modo tale che il modello restituisca una temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore pari a 12°C e una temperatura dell'aria in ingresso al gas-cooler/condensatore pari alla temperatura massima relativa alla condizione climatica fissata.
- 4) Si valuta l'efficienza che lo scambiatore rigenerativo deve assumere all'interno del range 0 ÷ 0.95 vincolando la temperatura di mandata al compressore al valore limite di 120°C.

Un esempio di ciclo termodinamico ottenuto per i fluidi CO₂ e R32 e per condizioni climatiche tipiche della città di Palermo è presentato in Figura 4.

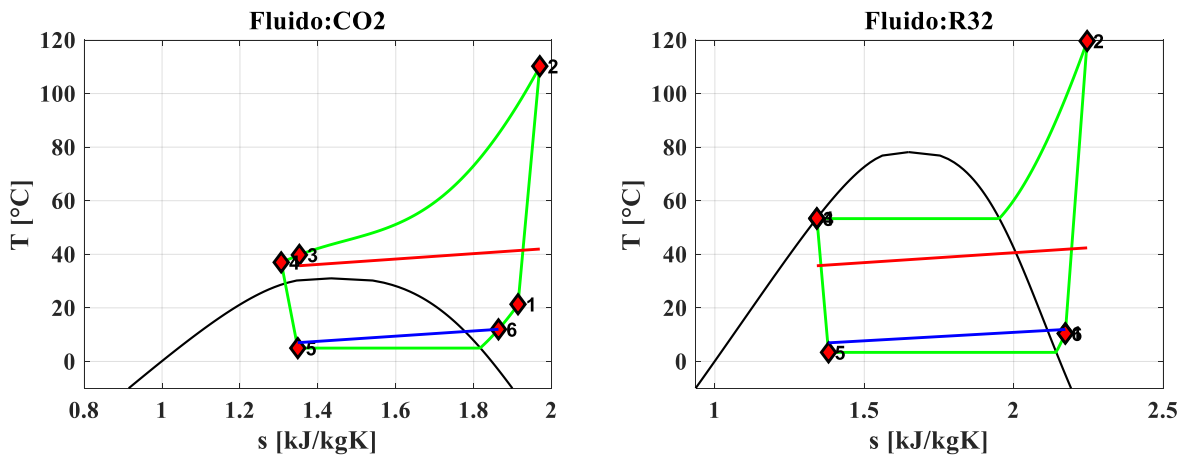


Figura 4 – Diagramma T-s in modalità raffreddamento per fluidi CO₂ (sx) e R32 (dx), nel clima di Palermo

2.3.3 Procedura per la modalità produzione di acqua calda sanitaria (ACS)

Nel caso di funzionamento in modalità per la produzione di acqua calda sanitaria (ACS), in modo analogo alla modalità riscaldamento, si effettua il dimensionamento del sistema (Cilindrata, N_r , N_{circ} , d , $N_{piastre}$) rispetto a sistema base. A differenza della modalità riscaldamento, il dimensionamento del sistema viene effettuato in modo tale da ottenere 2 kW di riscaldamento considerando la temperatura più fredda del clima considerato, e in modo tale da avere delle temperature di ingresso e uscita dell'acqua al gas-cooler/condensatore pari rispettivamente a 40-65°C. La portata dell'acqua sarà scelta in modo tale da soddisfare una differenza di temperatura dell'acqua calda di 25°C, mentre la portata dell'aria e l'efficienza dello scambiatore rigenerativo sono valutati in modo analogo a quanto descritto per la modalità riscaldamento.

Un esempio di diagrammi T-s per CO₂ ed altro fluido in modalità di produzione di acqua calda sanitaria, in condizioni climatiche tipiche per la città di Roma, viene riportato in Figura 5.

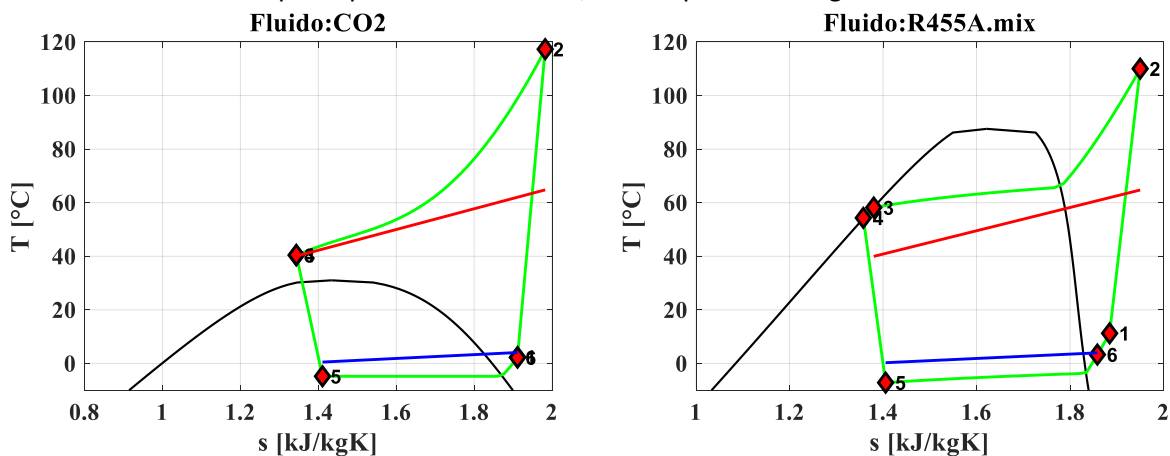


Figura 5 – Diagramma T-s in modalità produzione di ACS per fluidi CO₂ (sx) e R455A (dx), per la città di Roma

2.4 Risultati

2.4.1 Modalità riscaldamento

In questa sezione sono riportati i risultati in termini di dati estensivi ottenuti durante il dimensionamento, nel caso di funzionamento con organo di laminazione tradizionale in modalità di funzionamento invernale. Le temperature minime invernali per ciascuna condizione climatica considerata, secondo dati climatici da TRNSYS [6], sono indicate nella tabella seguente:

Tabella 3 - Temperature minime invernali per le condizioni climatiche investigate

Città	Temperatura Minima Invernale
Courmayeur	-13°C
Milano	-1°C
Roma	4°C
Palermo	7°C
Pantelleria	9°C

L'obiettivo è inseguire una resa di 35 kW per temperature di ingresso/uscita acqua calda di 30-35°C. Per ciascun clima sono di seguito riportate le tabelle riepilogative con i valori di f_{Aco} , f_{Aev} , f_{Cil} , aree di scambio termico degli scambiatori di calore, portata volumetrica \dot{V} del compressore, efficienza ϵ dello scambiatore rigenerativo e confronto portata al compressore rispetto alla CO₂. I valori di ΔT_{aria} , COP del ciclo e resa di riferimento, e temperature obiettivo sono riportate nell'intestazione di ciascuna tabella. Tali risultati sono quindi ripresi nelle figure di seguito a ciascuna tabella.

Tabella 4 - Parametri di dimensionamento compressore e scambiatori di calore, ed efficienza dello scambiatore rigenerativo in modalità riscaldamento per il clima di Courmayeur

Courmayeur $T_{\min} = -13^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{\text{aria}} \cong 4^{\circ}\text{C}$; $COP_{\text{rif}} = 2.57$; $T_{w,in} = 30^{\circ}\text{C} - T_{w,out} = 35^{\circ}\text{C} - \dot{Q} = 35 \text{ kW} - \dot{m}_w = 1.85 \text{ kg/s}$								
Fluido	$f_{A_{co}}$	$f_{A_{ev}}$	$f_{Cil,c}$	A_{co} (m^2)	A_{ev} (m^2)	\dot{V} (m^3/h)	ϵ_{rig}	$\dot{V}/\dot{V}_{\text{CO}_2}$
CO ₂ *	1,00	1,00	1,00	1,24	38,21	10,82	0,00	1,00
R134a	0,37	0,61	14,74	0,46	23,20	127,11	0,28	11,75
R1234yf	0,25	0,70	12,81	0,31	26,70	120,70	0,59	11,15
R600a	0,25	0,64	29,55	0,31	24,57	243,80	0,47	22,53
R1234ze	0,37	0,63	21,57	0,45	23,96	175,90	0,46	16,25
R410A	0,49	0,68	7,70	0,61	25,94	43,33	0,00	4,00
R32**	0,37	0,73	8,26	0,46	28,00	39,74	0,00	3,67
R452A	0,37	0,71	6,22	0,46	27,25	64,78	0,47	5,99
R455A	0,25	0,63	7,63	0,31	23,91	74,97	0,22	6,93
R290	0,36	0,71	5,36	0,45	27,08	77,24	0,34	7,14
R513A	0,37	0,68	13,55	0,45	26,17	123,45	0,46	11,41

*Temperatura di mandata al compressore tra 110°C e 120°C
** La temperatura di mandata al compressore supera i 130°C

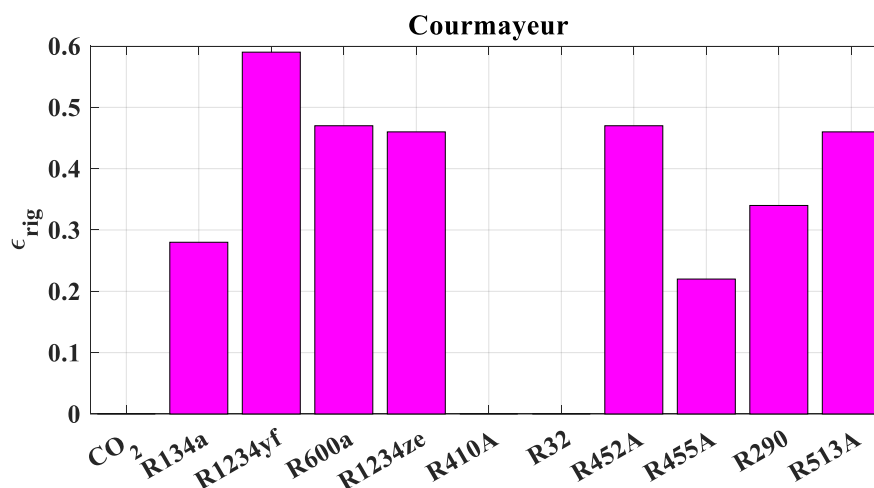
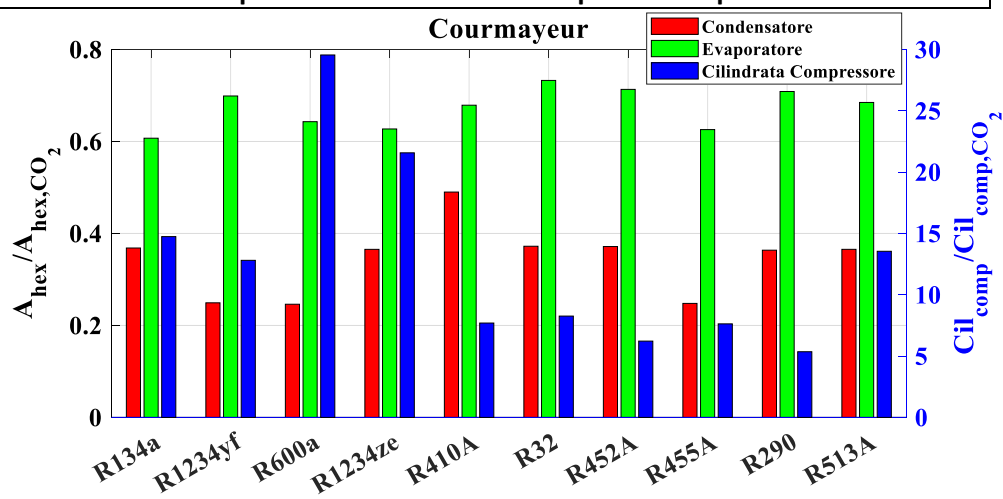


Tabella 5 - Parametri di dimensionamento compressore e scambiatori di calore, ed efficienza dello scambiatore rigenerativo in modalità riscaldamento per il clima di Milano

Milano $T_{min} = -1^{\circ}C$; $\Delta T_{aria} \cong 4^{\circ}C$; $COP_{rif} = 3.21$ $T_{w,in} = 30^{\circ}C - T_{w,out} = 35^{\circ}C - \dot{Q} = 35 kW - \dot{m}_w = 1.85 kg/s$								
Fluido	$f_{A_{co}}$	$f_{A_{ev}}$	$f_{Cil,c}$	A_{co} (m^2)	A_{ev} (m^2)	\dot{V} (m^3/h)	ϵ_{rig}	\dot{V}/\dot{V}_{CO_2}
CO ₂	1,00	1,00	1,00	2,49	27,29	8,49	0,38	1,00
R134a	0,24	0,82	9,86	0,61	22,39	77,52	0,56	9,13
R1234yf	0,18	0,85	9,45	0,45	23,16	75,99	0,85	8,95
R600a	0,12	0,82	19,26	0,31	22,51	148,25	0,74	17,47
R1234ze	0,18	0,81	13,80	0,46	22,00	105,85	0,71	12,47
R410A	0,31	0,86	4,46	0,76	23,37	29,28	0,29	3,45
R32*	0,31	0,84	4,23	0,76	22,90	26,91	0,00	3,17
R452A	0,19	0,85	5,09	0,46	23,30	42,61	0,76	5,02
R455A	0,18	0,94	5,88	0,46	25,58	48,29	0,53	5,69
R290	0,18	0,84	5,00	0,46	23,01	51,76	0,62	6,10
R513A	0,19	0,84	9,61	0,46	22,82	76,62	0,73	9,03

***La temperatura di mandata al compressore supera i 120°C**

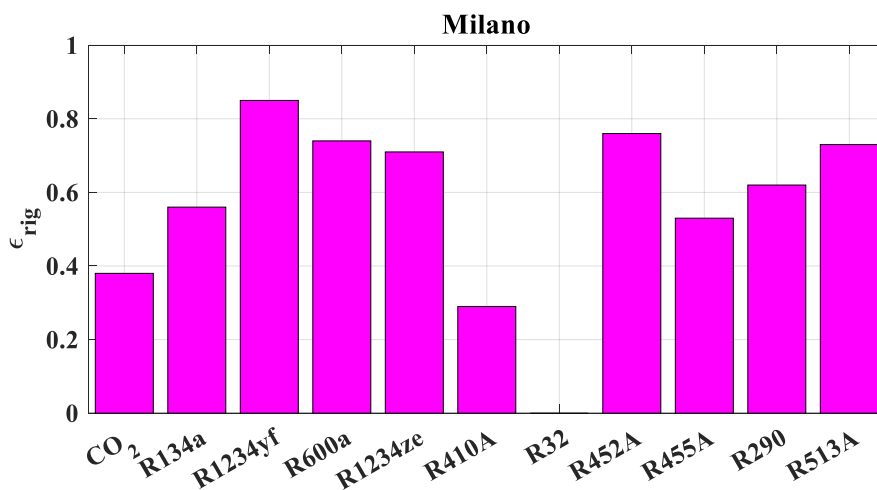
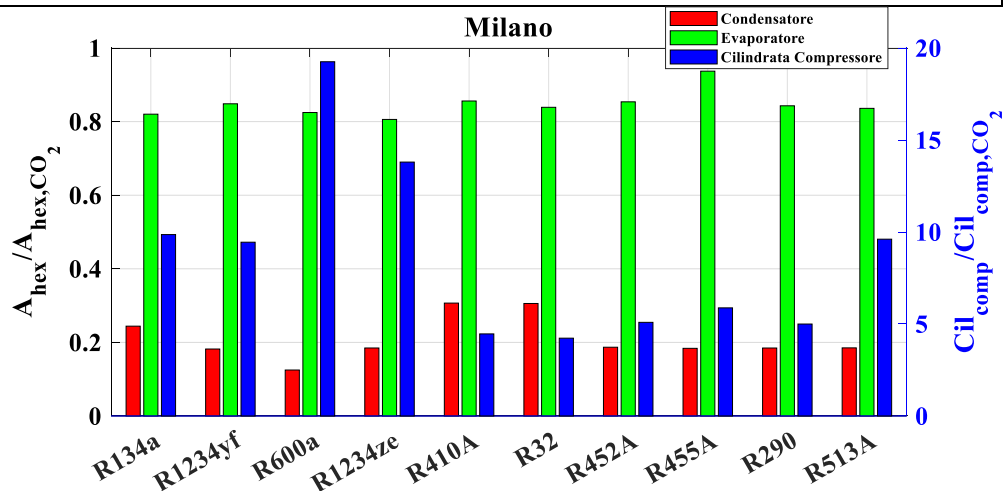


Tabella 6 - Parametri di dimensionamento compressore e scambiatori di calore, ed efficienza dello scambiatore rigenerativo in modalità riscaldamento per il clima di Roma

Roma $T_{\min} = 4^{\circ}\text{C}; \Delta T_{\text{aria}} \cong 4^{\circ}\text{C}; COP_{\text{rif}} = 3.59$ $T_{w,\text{in}} = 30^{\circ}\text{C} - T_{w,\text{out}} = 35^{\circ}\text{C} - \dot{Q} = 35 \text{ kW} - \dot{m}_w = 1.85 \text{ kg/s}$								
Fluido	$f_{A_{co}}$	$f_{A_{ev}}$	$f_{Cil,c}$	A_{co} (m^2)	A_{ev} (m^2)	\dot{V} (m^3/h)	ϵ_{rig}	$\dot{V}/\dot{V}_{\text{CO}_2}$
CO ₂	1,00	1,00	1,00	2,02	28,26	7,72	0,68	1,00
R134a	0,30	0,77	8,73	0,61	21,67	64,02	0,72	8,30
R1234yf	0,23	0,79	8,43	0,46	22,31	62,96	0,95	8,16
R600a	0,23	0,75	16,83	0,45	21,15	121,69	0,90	15,77
R1234ze	0,23	0,76	11,95	0,46	21,58	86,31	0,87	11,19
R410A	0,38	0,78	3,91	0,77	22,06	25,08	0,46	3,25
R32*	0,38	0,75	3,67	0,77	21,13	23,16	0,00	3,00
R452A	0,30	0,78	4,68	0,61	22,08	35,84	0,95	4,64
R455A	0,23	0,75	5,34	0,46	21,30	40,43	0,73	5,24
R290	0,23	0,80	4,79	0,47	22,56	44,05	0,79	5,71
R513A	0,23	0,78	8,57	0,46	22,16	63,43	0,89	8,22

***Temperatura di mandata al compressore tra 110°C e 120°C**

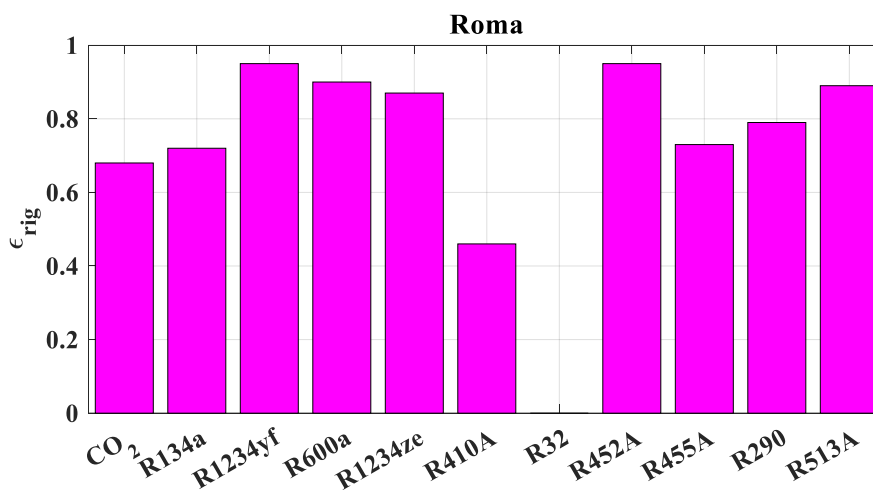
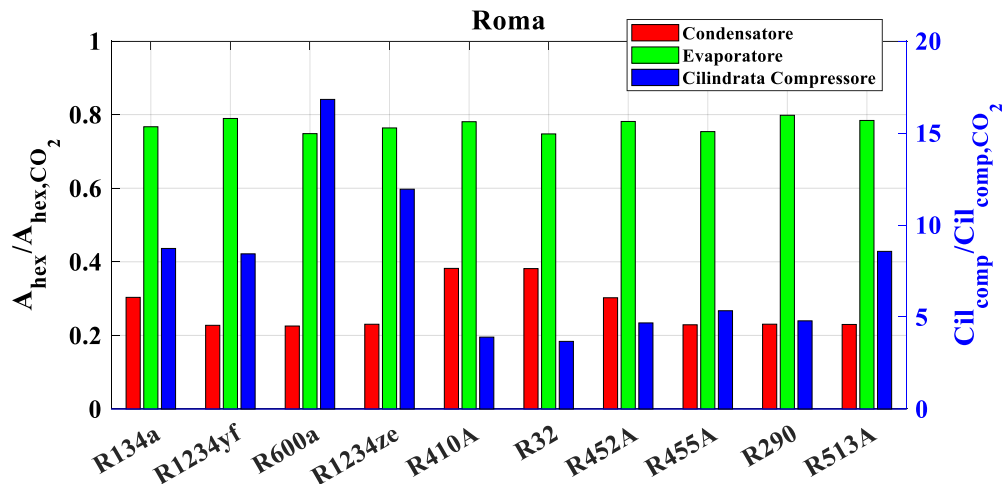


Tabella 7 - Parametri di dimensionamento compressore e scambiatori di calore, ed efficienza dello scambiatore rigenerativo in modalità riscaldamento per il clima di Palermo

Palermo $T_{min} = 7^{\circ}C; \Delta T_{aria} \cong 4^{\circ}C; COP_{rif} = 3.87$ $T_{w,in} = 30^{\circ}C - T_{w,out} = 35^{\circ}C - \dot{Q} = 35 kW - \dot{m}_w = 1.85 kg/s$								
Fluido	$f_{A_{co}}$	$f_{A_{ev}}$	$f_{Cil,c}$	A_{co} (m^2)	A_{ev} (m^2)	\dot{V} (m^3/h)	ϵ_{rig}	\dot{V}/\dot{V}_{CO_2}
CO ₂	1,00	1,00	1,00	1,71	24,75	7,31	0,93	1,00
R134a	0,36	0,86	8,06	0,62	21,22	56,77	0,85	7,76
R1234yf	0,27	0,86	7,90	0,46	21,31	56,46	0,95	7,72
R600a	0,27	0,85	15,49	0,46	20,94	107,96	0,95	14,77
R1234ze	0,36	0,84	11,03	0,61	20,80	76,64	0,95	10,48
R410A	0,54	0,92	3,62	0,92	22,71	22,83	0,60	3,12
R32	0,54	0,83	3,41	0,92	20,56	21,17	0,00	2,90
R452A	0,36	0,86	4,45	0,62	21,35	32,47	0,95	4,44
R455A	0,27	0,97	5,06	0,46	23,94	36,48	0,89	4,99
R290	0,36	0,90	4,66	0,61	22,21	40,08	0,95	5,48
R513A	0,36	0,86	7,98	0,61	21,32	56,63	0,95	7,75

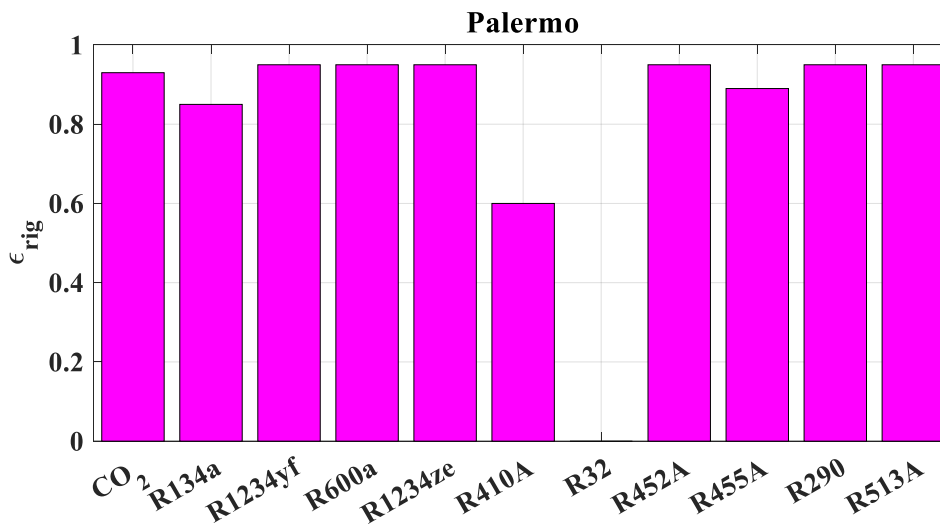
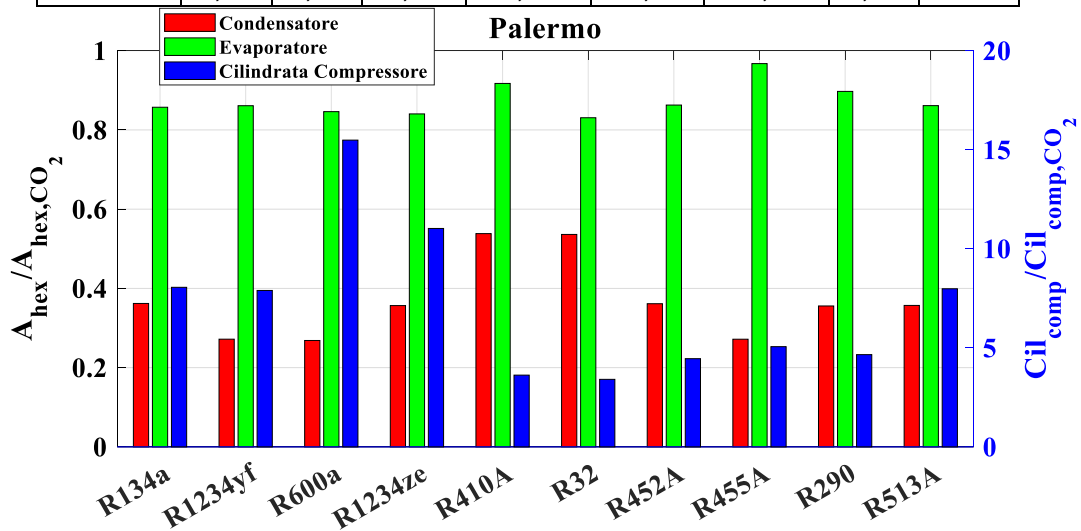
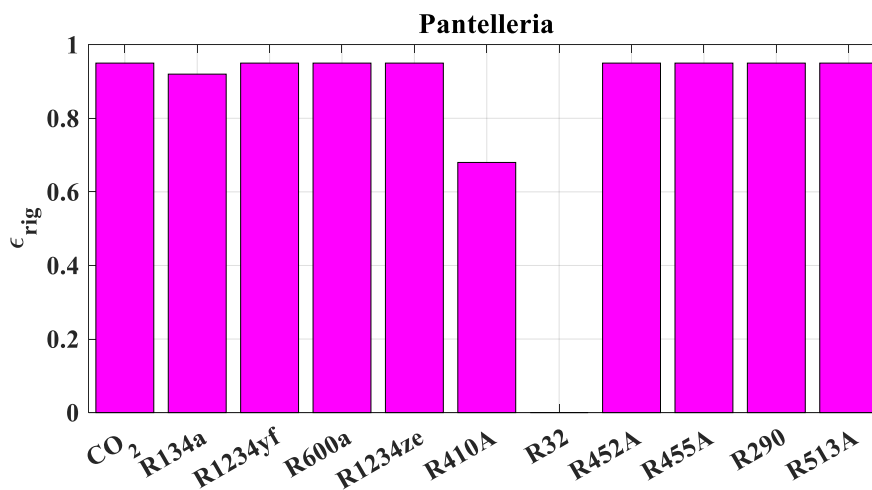
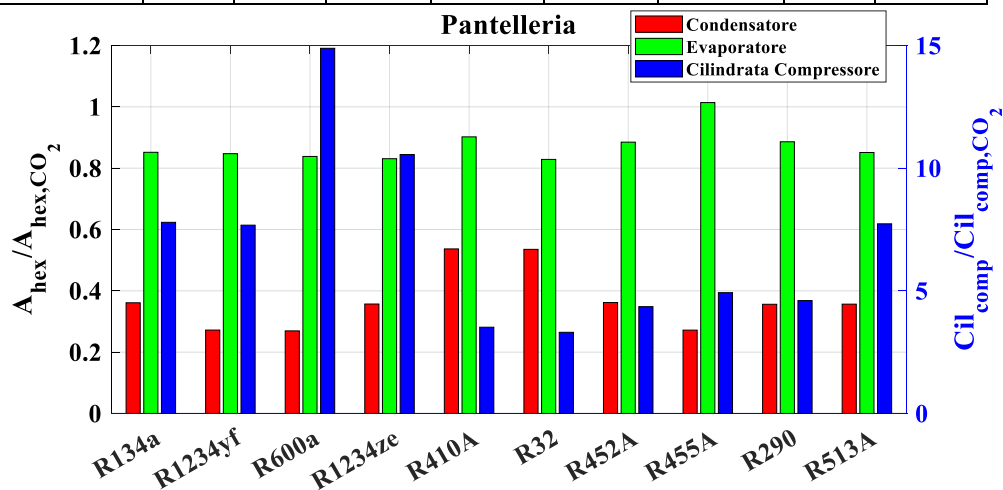


Tabella 8 - Parametri di dimensionamento compressore e scambiatori di calore, ed efficienza dello scambiatore rigenerativo in modalità riscaldamento per il clima di Pantelleria

Pantelleria $T_{\min} = 9^{\circ}\text{C}; \Delta T_{\text{aria}} \cong 4^{\circ}\text{C}; COP_{\text{rif}} = 4.08$ $T_{w,\text{in}} = 30^{\circ}\text{C} - T_{w,\text{out}} = 35^{\circ}\text{C} - \dot{Q} = 35 \text{ kW} - \dot{m}_w = 1.85 \text{ kg/s}$								
Fluido	$f_{A_{co}}$	$f_{A_{ev}}$	$f_{Cil,c}$	A_{co} (m^2)	A_{ev} (m^2)	\dot{V} (m^3/h)	ϵ_{rig}	$\dot{V}/\dot{V}_{\text{CO}_2}$
CO ₂	1,00	1,00	1,00	1,71	24,32	7,06	0,95	1,00
R134a	0,36	0,85	7,79	0,62	20,72	53,29	0,92	7,54
R1234yf	0,27	0,85	7,68	0,46	20,61	53,22	0,95	7,53
R600a	0,27	0,84	14,89	0,46	20,39	101,05	0,95	14,30
R1234ze	0,36	0,83	10,56	0,61	20,21	71,50	0,95	10,12
R410A	0,54	0,90	3,52	0,92	21,94	21,72	0,68	3,07
R32	0,54	0,83	3,31	0,91	20,15	20,19	0,00	2,86
R452A	0,36	0,88	4,36	0,62	21,52	30,73	0,95	4,35
R455A	0,27	1,01	4,93	0,46	24,66	34,40	0,95	4,87
R290	0,36	0,89	4,60	0,61	21,55	38,04	0,95	5,38
R513A	0,36	0,85	7,73	0,61	20,70	53,24	0,95	7,54



Dai risultati si nota come, indipendentemente dal clima di riferimento, tutti i fluidi presentino cilindrata al compressore più grande rispetto alla CO₂. I due fluidi che presentano cilindrata più bassa sono R410A ed R32. In termini di superfici di scambio termico quasi tutti i fluidi presentano aree minori rispetto alla CO₂. Per il gas-cooler nei climi più freddi l’R600a e R1234ze presentano aree del gas-cooler più bassa, mentre per i climi più caldi le aree minori sono ottenute per R455A, R1234yf e propano. Per l’evaporatore il fluido migliore risulta l’R1234ze per temperature basse, mentre a temperature più elevate conviene maggiormente il fluido R32. Quest’ultimo inoltre non necessita di scambiatore interno rigenerativo per aumentare l’efficienza di sistema, contribuendo per giunta ad un risparmio economico ulteriore. Per contro, l’R32 presenta temperature di mandata al compressore superiori a 120°C per i climi più freddi.

2.4.2 Modalità raffrescamento

Di seguito sono riportati i risultati relativi alla modalità di funzionamento estiva, per sistema con organo di laminazione tradizionale. In questo caso viene eseguito il modello in modalità simulazione, in seguito alla valutazione dei parametri di dimensionamento effettuata per il regime di funzionamento invernale. Si riporta il confronto in termini di COP e resa tra i diversi refrigeranti analizzati e per diverse condizioni climatiche. I valori di temperatura massima estiva, secondo dati climatici da TRNSYS [6], sono indicati in Tabella 9. È stata trascurata la condizione climatica di Courmayeur, in quanto con una temperatura esterna massima di circa 20°C è possibile effettuare raffrescamento tramite “free-cooling” senza l’ausilio di una macchina elettrica.

Tabella 9 - Temperature minime inverali per le condizioni climatiche investigate

Città	Temperatura Massima Estiva
Milano	31°C
Roma	34°C
Palermo	36°C
Pantelleria	36°C

L’obiettivo è inseguire temperature di ingresso/uscita acqua di 12-7°C. Per ciascuna condizione climatica analizzata sono presentati nelle tabelle seguenti i valori di efficienza dello scambiatore rigenerativo, portata di acqua all’evaporatore, resa frigorifera, COP e confronti di queste ultime due rispetto alla CO₂. Nella definizione di COP è compreso anche il consumo dei ventilatori relativi alla batteria alettata. Nell’intestazione di ciascuna tabella sono riportati i valori di portata di aria e temperature obiettivo. Infine, i risultati in termini di confronto tra COP e resa, portate di acqua ed efficienza del rigeneratore sono riportati nelle figure a seguito di ciascuna tabella.

Tabella 10 – Efficienza scambiatore rigenerativo, portata acqua, COP e resa, in modalità raffrescamento per il clima di Milano

Milano – $T_{max} = 31^{\circ}C - \dot{V}_a = 17000 m^3/h$ $T_{w,in} = 12^{\circ}C - T_{w,out} = 7^{\circ}C$						
Fluido	ϵ_{rig}	$\dot{m}_{w,cold}$	\dot{Q}_{ev} [kW]	COP	$\dot{Q}_{ev} / \dot{Q}_{ev,CO_2}$	COP / COP_{CO_2}
CO ₂	0,58	1,64	34,35	2,17	1,00	1,00
R134a	0,53	2,08	44,06	1,95	1,28	0,90
R1234yf	0,88	2,01	42,68	2,01	1,24	0,93
R600a	0,68	2,05	43,08	1,81	1,25	0,84
R1234ze	0,63	2,10	44,21	1,80	1,29	0,83
R410A	0,36	1,98	41,61	2,19	1,21	1,01
R32*	0,00	2,05	43,52	2,23	1,27	1,03
R452A	0,81	1,79	38,16	2,03	1,11	0,94
R455A	0,60	1,81	38,21	2,04	1,11	0,94
R290	0,72	1,83	38,41	2,13	1,12	0,98
R513A	0,69	2,00	42,07	1,92	1,22	0,89

*Temperatura di mandata al compressore tra 110°C e 120°C

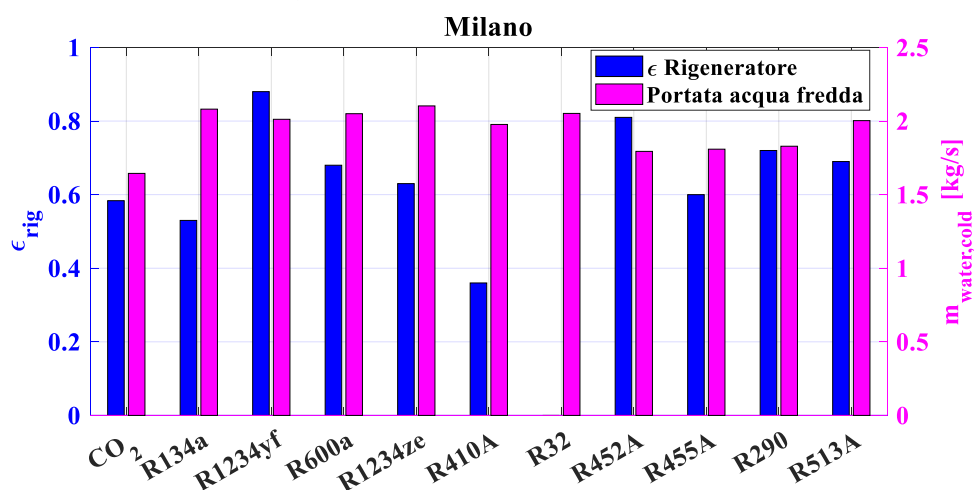
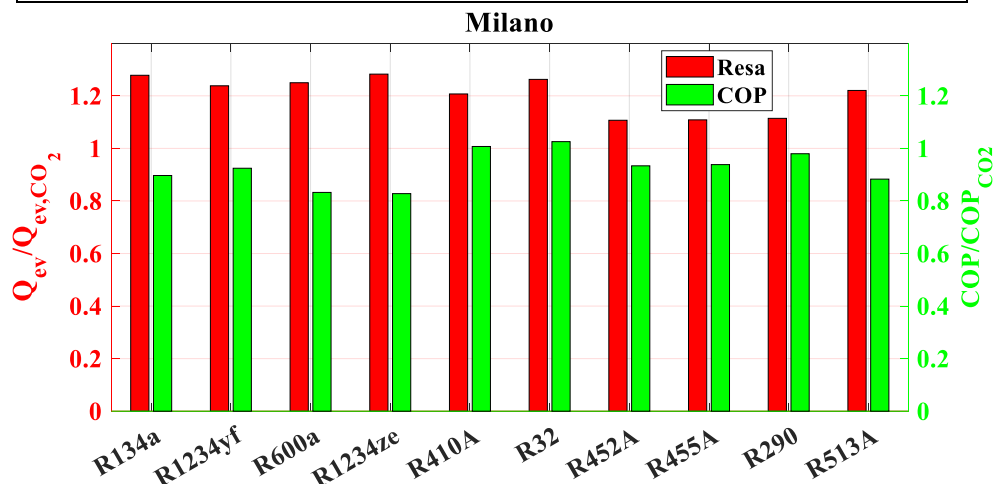


Tabella 11 – Efficienza scambiatore rigenerativo, portata acqua, COP e resa, in modalità raffreddamento per il clima di Roma

Roma – $T_{max} = 34^{\circ}C - \dot{V}_a = 20000 \text{ m}^3/h$ $T_{w,in} = 12^{\circ}C - T_{w,out} = 7^{\circ}C$						
Fluido	ϵ_{rig}	$\dot{m}_{w,cold}$	\dot{Q}_{ev} [kW]	COP	$\frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ev,CO_2}}$	$\frac{COP}{COP_{CO_2}}$
CO ₂	0,28	1,34	28,05	1,67	1,00	1,00
R134a	0,60	1,70	35,94	1,67	1,28	1,00
R1234yf	0,91	1,65	34,79	1,66	1,24	0,99
R600a	0,73	1,75	36,70	1,37	1,31	0,82
R1234ze	0,71	1,71	36,03	1,51	1,28	0,90
R410A	0,40	1,58	33,36	1,86	1,19	1,11
R32*	0,00	1,63	34,30	1,87	1,22	1,12
R452A	0,83	1,55	32,58	1,61	1,16	0,96
R455A	0,61	1,49	31,31	1,57	1,12	0,94
R290	0,78	1,57	33,20	1,94	1,18	1,16
R513A	0,77	1,67	35,05	1,66	1,25	0,99

*Temperatura di mandata al compressore tra 110°C e 120°C

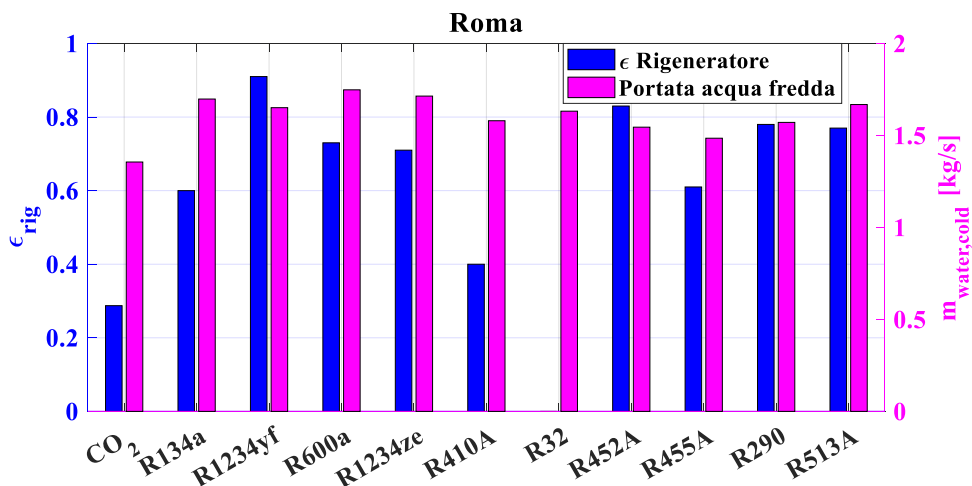
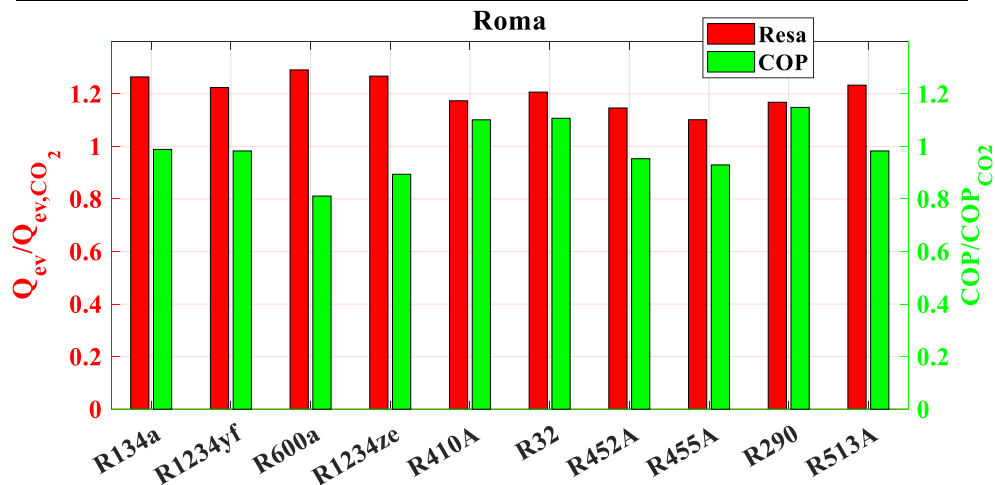


Tabella 12 – Efficienza scambiatore rigenerativo, portata acqua, COP e resa, in modalità raffreddamento per il clima di Palermo

Palermo – $T_{max} = 36^{\circ}C - \dot{V}_a = 20000 \text{ m}^3/h$ $T_{w,in} = 12^{\circ}C - T_{w,out} = 7^{\circ}C$						
Fluido	ϵ_{rig}	$\dot{m}_{w,cold}$	\dot{Q}_{ev} [kW]	COP	$\dot{Q}_{ev} / \dot{Q}_{ev,CO_2}$	COP / COP_{CO_2}
CO ₂	0,32	1,27	26,63	1,54	1,00	1,00
R134a	0,56	1,48	31,15	1,46	1,17	0,95
R1234yf	0,90	1,46	30,78	1,48	1,16	0,96
R600a	0,78	1,54	32,38	1,37	1,22	0,89
R1234ze	0,71	1,53	32,10	1,34	1,21	0,87
R410A	0,38	1,38	28,97	1,67	1,09	1,08
R32*	0,00	1,44	30,39	1,73	1,14	1,12
R452A	0,78	1,35	28,50	1,39	1,07	0,90
R455A	0,57	1,30	27,41	1,37	1,03	0,89
R290	0,75	1,46	30,74	1,80	1,15	1,17
R513A	0,77	1,49	31,38	1,49	1,18	0,97

*Temperatura di mandata al compressore tra 110°C e 120°C

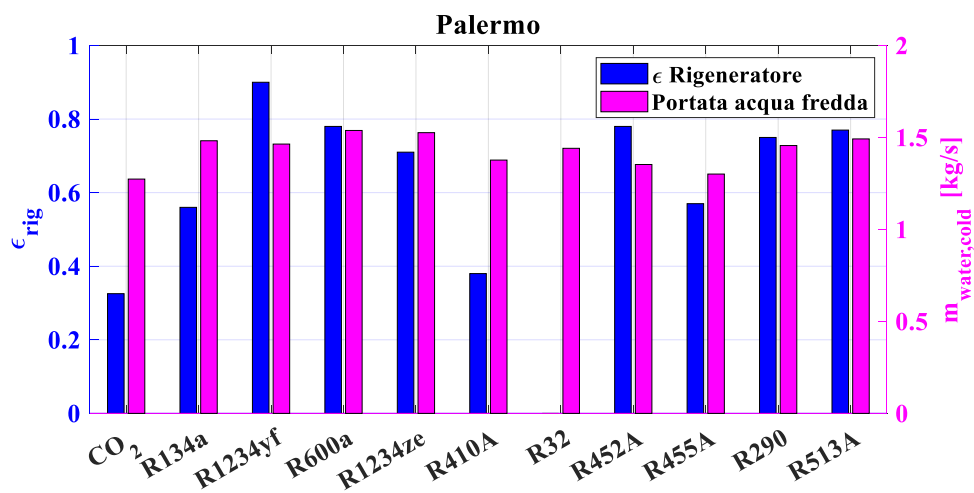
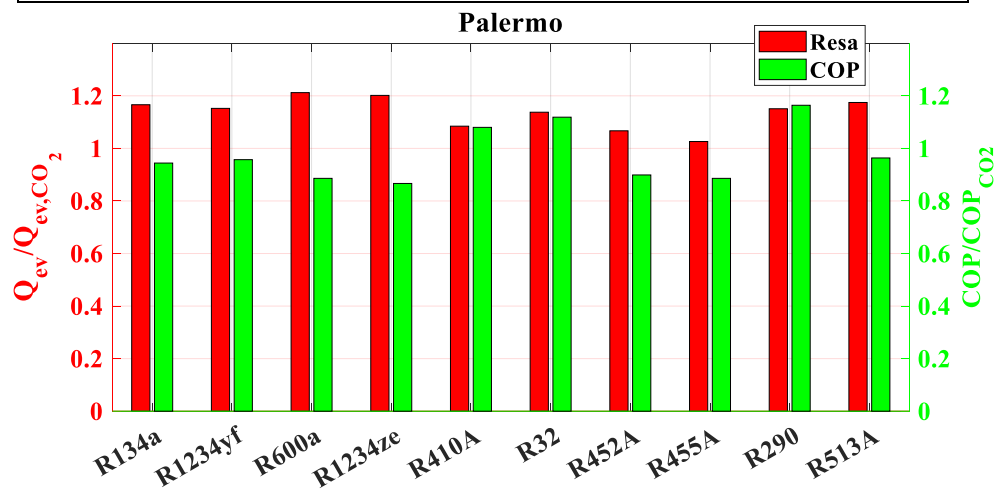
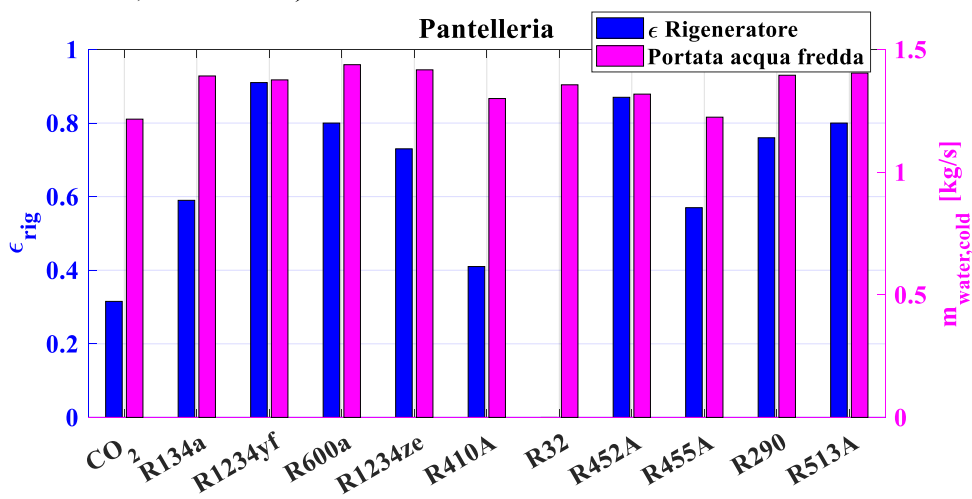
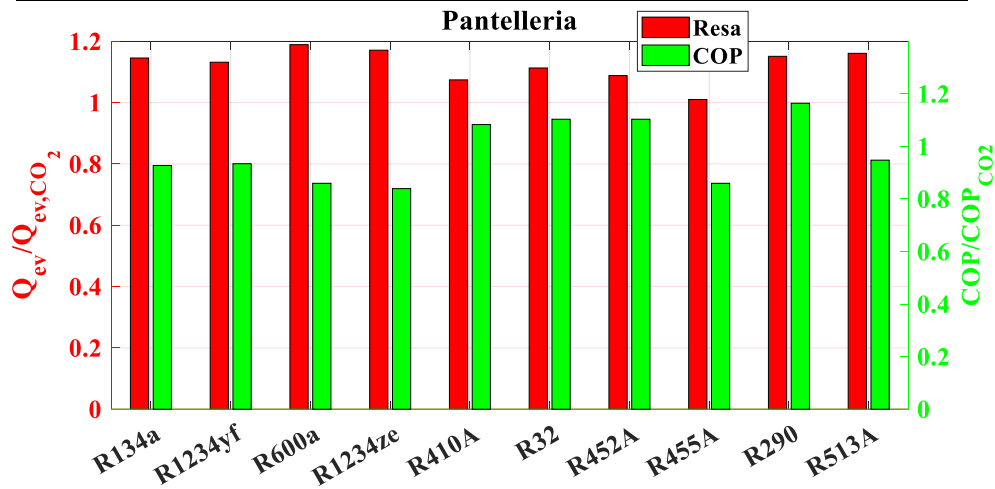


Tabella 13 – Efficienza scambiatore rigenerativo, portata acqua, COP e resa, in modalità raffreddamento per il clima di Pantelleria

Pantelleria – $T_{max} = 36^{\circ}C - \dot{V}_a = 20000 m^3/h$ $T_{w,in} = 12^{\circ}C - T_{w,out} = 7^{\circ}C$						
Fluido	ϵ_{rig}	$\dot{m}_{w,cold}$	\dot{Q}_{ev} [kW]	COP	$\frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ev,CO_2}}$	$\frac{COP}{COP_{CO_2}}$
CO ₂	0,32	1,22	25,51	1,48	1,00	1,00
R134a	0,59	1,39	29,22	1,37	1,15	0,93
R1234yf	0,91	1,38	28,87	1,38	1,13	0,93
R600a	0,80	1,44	30,33	1,27	1,19	0,86
R1234ze	0,73	1,42	29,87	1,24	1,17	0,84
R410A	0,41	1,30	27,40	1,60	1,07	1,08
R32*	0,00	1,36	28,39	1,63	1,11	1,10
R452A	0,87	1,32	27,76	1,63	1,09	1,10
R455A	0,57	1,22	25,77	1,27	1,01	0,86
R290	0,76	1,40	29,36	1,72	1,15	1,16
R513A	0,80	1,40	29,61	1,40	1,16	0,95

*Temperatura di mandata al compressore tra 110°C e 120°C



In termini di resa frigorifera, tutti i fluidi presentano una resa più alta rispetto a quella ottenuta con la CO₂, con conseguente portata di acqua ottenibile più alta. In termini di COP, la CO₂ sembra convenire maggiormente rispetto a quasi tutti i fluidi per i climi più freddi come Milano. In tutti gli altri climi il COP più alto si ottiene per i fluidi R32, R410A e propano per i climi di Roma e Palermo, con l'aggiunta del R452A nel clima di Pantelleria. Tutti i fluidi rispettano in tutte le condizioni climatiche una temperatura di mandata al compressore minore di 120°C.

2.4.3 Modalità di produzione di acqua calda sanitaria

Di seguito sono riportati i risultati relativi alla modalità di funzionamento per la produzione di acqua calda sanitaria, per sistema con organo di laminazione tradizionale. Come detto in precedenza, anche in questo caso si procede ad un dimensionamento del sistema. Come temperature esterne per ciascuna condizione climatica di riferimento si considerano i valori di temperatura minima invernale indicati in Tabella 3.

L'obiettivo è inseguire una resa al condensatore/gas-cooler di 2 kW, per produrre acqua calda sanitaria portandola da una temperatura di 40°C ad una di 65°C. Per ciascuna condizione climatica di riferimento nelle seguenti tabelle sono riportati i valori di $f_{A_{co}}$, $f_{A_{ev}}$, $f_{Cil,c}$, aree di scambio termico degli scambiatori, portata volumetrica \dot{V} del compressore, efficienza del rigeneratore ϵ e confronto con la CO₂. Nell'intestazione di ciascuna tabella sono riportati i valori di ΔT_{aria} , COP del ciclo (senza considerare il consumo dei fan) e resa di riferimento e temperature obiettivo. Infine, alcuni risultati sono riportati anche in forma grafica a seguito di ciascuna tabella. Non si considera il clima di Courmayeur, a causa di una temperatura mandata compressore superiore a 110°C per quasi tutti i fluidi studiati.

Tabella 14 – Parametri di dimensionamento compressore e scambiatori di calore, ed efficienza dello scambiatore rigenerativo in modalità produzione acqua calda sanitaria per il clima di Milano

Milano $T_{min} = -1^{\circ}C; \Delta T_{aria} \cong 4^{\circ}C; COP_{rif} = 2.42$								
$T_{w,in} = 40^{\circ}C - T_{w,out} = 65^{\circ}C - \dot{Q} = 2 kW - \dot{m}_w = 0.0215 \frac{kg}{s}$								
Fluido	$f_{A_{co}}$	$f_{A_{ev}}$	$f_{Cil,c}$	A_{co} (m^2)	A_{ev} (m^2)	\dot{V} (m^3/h)	ϵ_{rig}	$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{CO_2}}$
CO ₂ *	1,00	1,00	1,00	0,30	1,45	0,47	0,00	1,00
R134a	1,55	0,78	11,13	0,46	1,89	4,61	0,14	9,84
R1234yf	1,02	0,83	10,25	0,31	2,02	4,55	0,42	9,72
R600a	0,85	0,57	22,74	0,25	1,39	8,93	0,31	19,06
R1234ze	1,21	0,64	15,91	0,36	1,54	6,31	0,29	13,46
R410A*	1,36	0,78	5,37	0,41	1,90	1,70	0,00	3,62
R32**	0,68	0,66	5,86	0,20	1,61	1,55	0,00	3,30
R452A	1,19	1,19	5,27	0,36	2,88	2,53	0,30	5,40
R455A	0,69	1,04	6,44	0,21	2,51	2,94	0,07	6,26
R290	1,19	0,70	4,98	0,35	1,70	3,11	0,18	6,64
R513A	1,21	0,83	10,54	0,36	2,00	4,56	0,30	9,73

*Temperatura di mandata al compressore tra 110°C e 120°C
 **La temperatura di mandata al compressore supera i 150°C

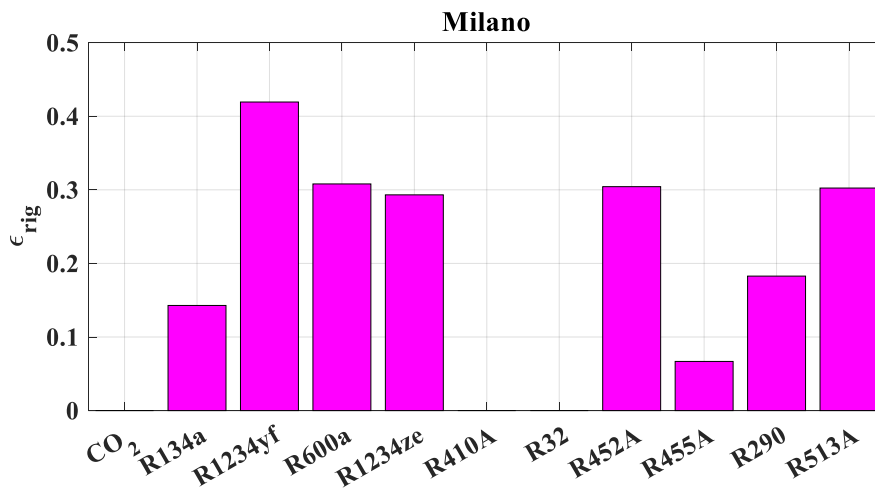
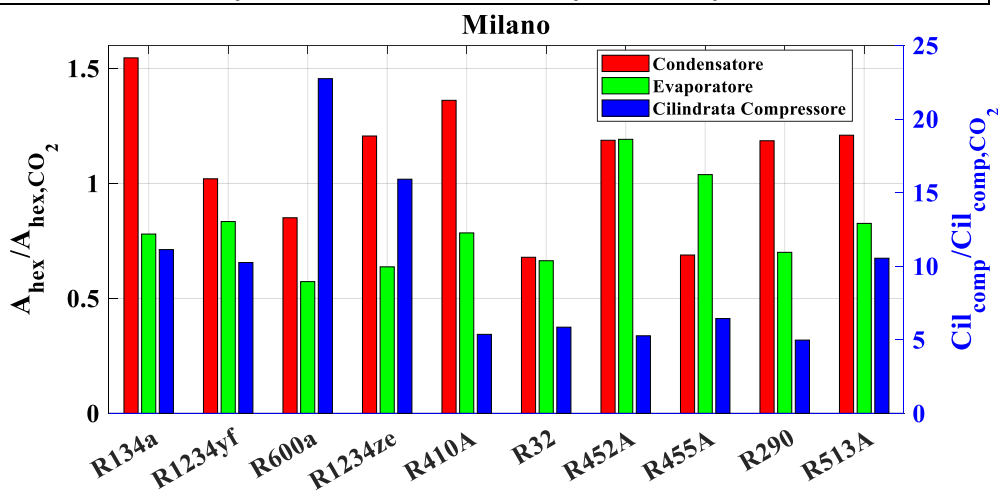


Tabella 15 – Parametri di dimensionamento compressore e scambiatori di calore, ed efficienza dello scambiatore rigenerativo in modalità produzione acqua calda sanitaria per il clima di Roma

Roma $T_{\min} = 4^{\circ}\text{C}; \Delta T_{\text{aria}} \cong 4^{\circ}\text{C}; COP_{\text{rif}} = 2.59$								
$T_{w,in} = 40^{\circ}\text{C} - T_{w,out} = 65^{\circ}\text{C} - \dot{Q} = 2 \text{ kW} - \dot{m}_w = 0.0215 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$								
Fluido	$f_{A_{co}}$	$f_{A_{ev}}$	$f_{Cil,c}$	A_{co} (m^2)	A_{ev} (m^2)	\dot{V} (m^3/h)	ϵ_{rig}	$\dot{V} / \dot{V}_{\text{CO}_2}$
CO ₂ *	1,00	1,00	1,00	0,23	1,32	0,43	0,00	1,00
R134a	1,80	1,25	9,86	0,41	1,65	3,89	0,19	9,01
R1234yf	1,13	1,09	9,37	0,26	1,44	3,88	0,47	9,00
R600a	1,10	0,95	20,01	0,25	1,26	7,57	0,35	17,55
R1234ze	1,55	1,07	13,96	0,36	1,41	5,33	0,34	12,36
R410A*	1,77	1,17	4,69	0,41	1,54	1,50	0,00	3,48
R32**	1,10	1,18	4,64	0,25	1,56	1,35	0,00	3,12
R452A	1,35	1,18	4,98	0,31	1,56	2,19	0,36	5,07
R455A	0,89	0,98	6,01	0,20	1,29	2,53	0,12	5,87
R290	1,35	1,11	4,88	0,31	1,46	2,70	0,23	6,25
R513A	1,55	1,33	9,57	0,36	1,75	3,89	0,35	9,02

*Temperatura di mandata al compressore tra 110°C e 120°C
**La temperatura di mandata al compressore supera i 150°C

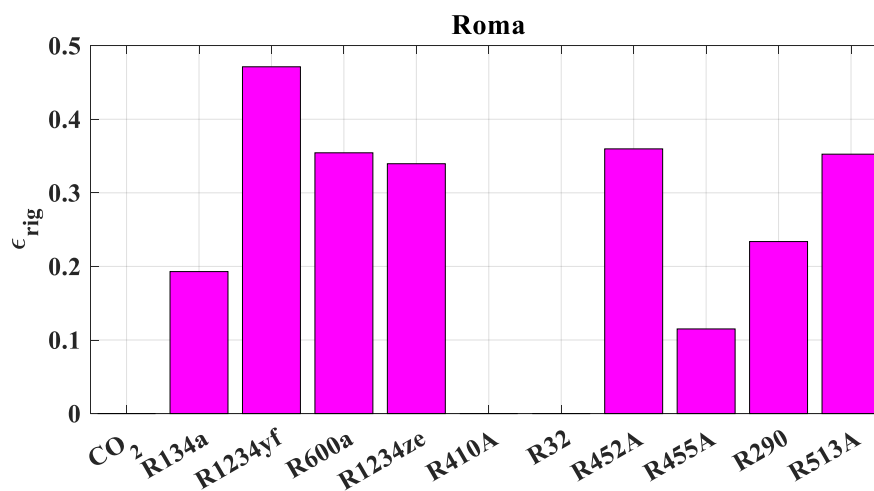
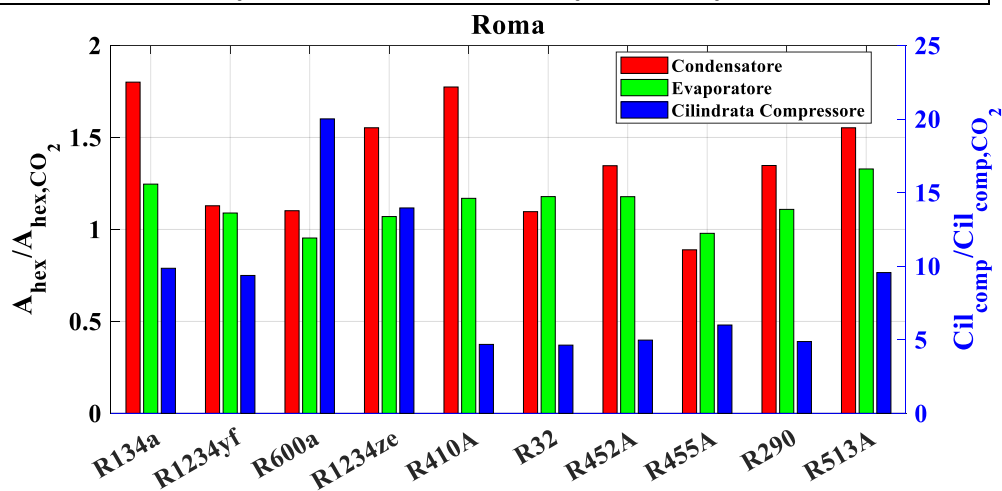


Tabella 16 – Parametri di dimensionamento compressore e scambiatori di calore, ed efficienza dello scambiatore rigenerativo in modalità produzione acqua calda sanitaria per il clima di Palermo

Palermo $T_{min} = 7^{\circ}C; \Delta T_{aria} \cong 4^{\circ}C; COP_{rif} = 2.70$								
$T_{w,in} = 40^{\circ}C - T_{w,out} = 65^{\circ}C - \dot{Q} = 2 kW - \dot{m}_w = 0.0215 \frac{kg}{s}$								
Fluido	$f_{A_{co}}$	$f_{A_{ev}}$	$f_{cil,c}$	A_{co} (m^2)	A_{ev} (m^2)	\dot{V} (m^3/h)	ϵ_{rig}	\dot{V}/\dot{V}_{co2}
CO ₂ *	1,00	1,00	1,00	0,29	1,28	0,41	0,00	1,00
R134a	1,42	1,24	9,47	0,41	1,59	3,57	0,22	8,76
R1234yf	0,90	1,33	8,98	0,26	1,69	3,53	0,50	8,66
R600a	0,89	0,93	18,65	0,25	1,19	6,81	0,39	16,73
R1234ze	1,09	1,09	13,18	0,31	1,39	4,83	0,37	11,87
R410A	1,59	1,02	4,35	0,45	1,31	1,38	0,00	3,38
R32**	0,89	1,22	4,25	0,25	1,56	1,24	0,00	3,05
R452A	1,06	1,11	4,88	0,30	1,42	2,02	0,40	4,95
R455A	0,71	1,01	5,76	0,20	1,29	2,30	0,16	5,66
R290	1,08	1,14	4,88	0,31	1,46	2,50	0,27	6,13
R513A	1,08	1,32	9,18	0,31	1,69	3,55	0,38	8,71

* Temperatura di mandata al compressore tra 110°C e 120°C
 **La temperatura di mandata al compressore supera i 140°C

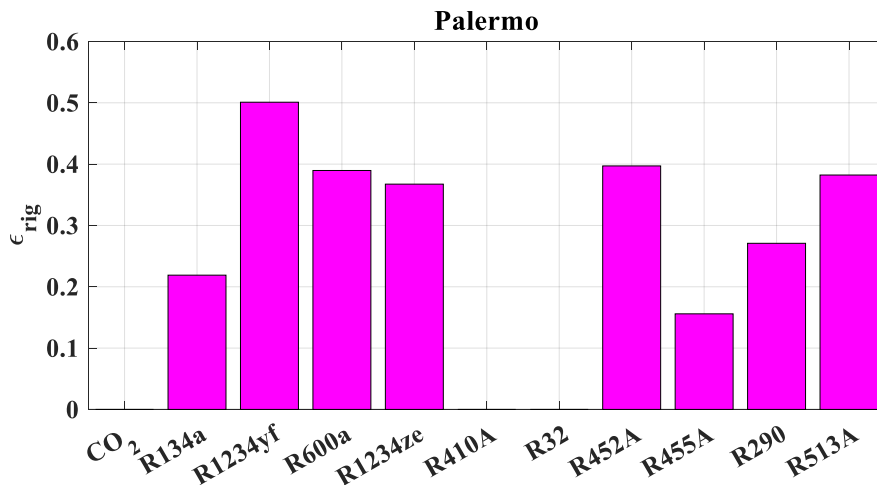
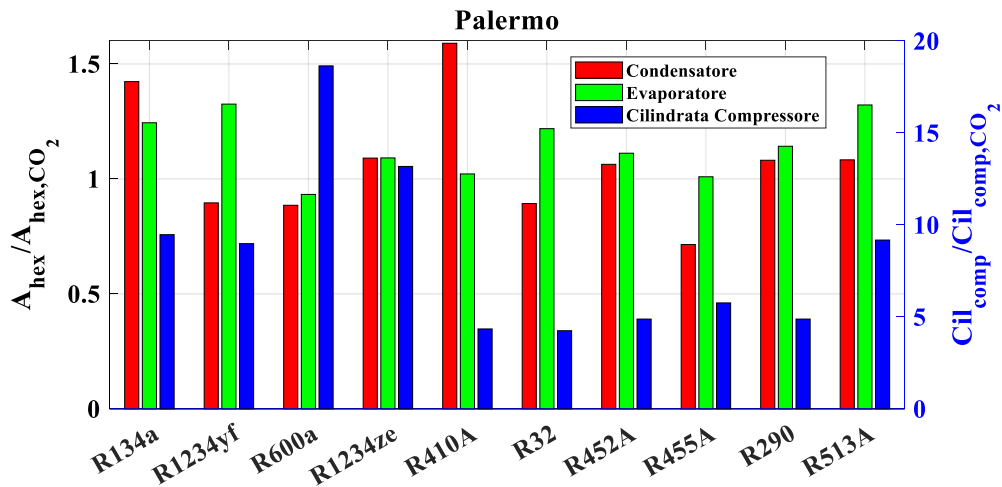
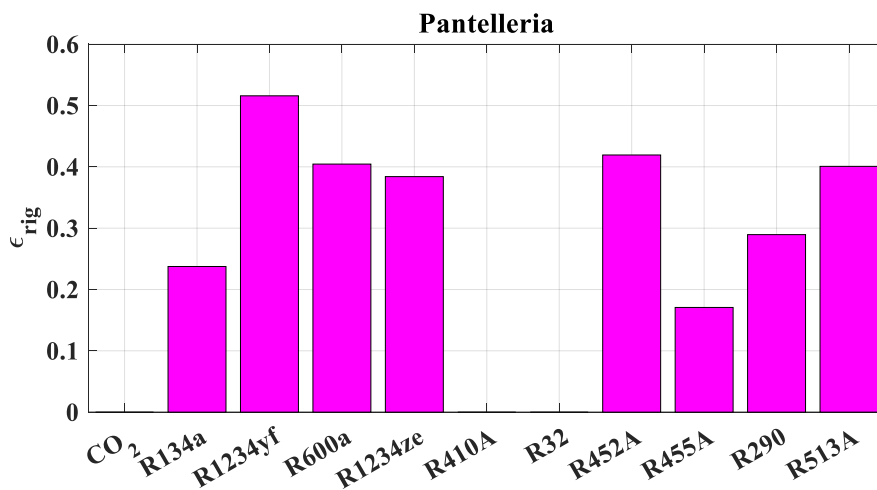
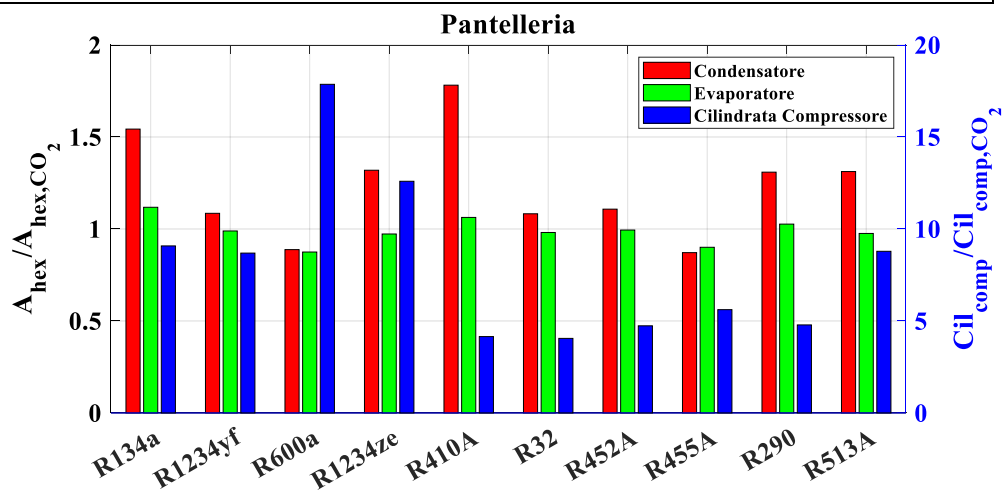


Tabella 17 – Parametri di dimensionamento compressore e scambiatori di calore, ed efficienza dello scambiatore rigenerativo in modalità produzione acqua calda sanitaria per il clima di Pantelleria

Pantelleria $T_{\min} = 9^{\circ}\text{C}; \Delta T_{\text{aria}} \cong 4^{\circ}\text{C}; COP_{\text{rif}} = 2.78$								
$T_{w,\text{in}} = 40^{\circ}\text{C} - T_{w,\text{out}} = 65^{\circ}\text{C} - \dot{Q} = 2 \text{ kW} - \dot{m}_w = 0.0215 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$								
Fluido	$f_{A_{co}}$	$f_{A_{ev}}$	$f_{cil,c}$	A_{co} (m^2)	A_{ev} (m^2)	\dot{V} (m^3/h)	ϵ_{rig}	$\dot{V}/\dot{V}_{\text{CO}_2}$
CO ₂	1,00	1,00	1,00	0,23	1,33	0,40	0,00	1,00
R134a	1,54	1,12	9,08	0,36	1,49	3,37	0,24	1,54
R1234yf	1,09	0,99	8,69	0,25	1,32	3,35	0,52	1,09
R600a	0,89	0,87	17,86	0,21	1,17	6,45	0,40	0,89
R1234ze	1,32	0,97	12,59	0,31	1,30	4,56	0,38	1,32
R410A	1,78	1,06	4,15	0,41	1,42	1,32	0,00	1,78
R32*	1,08	0,98	4,05	0,25	1,31	1,19	0,00	1,08
R452A	1,11	0,99	4,74	0,26	1,33	1,91	0,42	1,11
R455A	0,87	0,90	5,61	0,20	1,20	2,20	0,17	0,87
R290	1,31	1,03	4,79	0,30	1,37	2,37	0,29	1,31
R513A	1,31	0,98	8,79	0,30	1,30	3,34	0,40	1,31

*La temperatura di mandata al compressore supera i 140°C



I risultati in termini di cilindrata al compressore sono in linea con quanto visto per la modalità riscaldamento, con una cilindrata per tutti i fluidi sempre più alta rispetto alla CO₂, con R32 e R410A fluidi a cilindrata più bassa, mentre R600a a cilindrata più alta. In termini di aree di scambio termico la CO₂ sembra quasi sempre convenire su tutti i fluidi, le cui aree di condensatore ed evaporatore sono maggiori. Fanno eccezione i fluidi R32 per il clima di Milano, R455A per Roma e Pantelleria. Per l'R32 però la temperatura di mandata al compressore è sempre maggiore di 140°C. Per limitare questa condizione si potrebbe ricorrere a schemi di impianto multistadio per i fluidi interessati.

2.5 Conclusioni attività 1

L'attività 1 ha riguardato un confronto tra diversi fluidi refrigeranti tra quelli di maggiore interesse a seguito delle reazioni del mercato alle novità introdotte dal regolamento 517/2014 [1], nel caso di funzionamento con valvola di laminazione. Il confronto è stato eseguito in termini di parametri di dimensionamento (cilindrata compressore e aree di scambio termico) per le modalità riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria, e di COP e resa per la modalità raffrescamento. Si riportano le principali conclusioni:

- Per la modalità riscaldamento tutti i fluidi hanno cilindrata al compressore maggiore rispetto alla CO₂, con differenze meno evidenti nel caso di R410A e R32. Le aree di scambio termico sono tutte inferiori rispetto a quelle valutate con CO₂, ed in particolare si hanno condensatori con superficie pari fino al 20% di quella del corrispondente gas cooler a CO₂, soprattutto con l'utilizzo di R600a ed R1234ze in climi più freddi e con l'utilizzo di R455A e propano per climi più caldi. La configurazione con fluido R32 non necessita di scambiatore interno rigenerativo ma, soprattutto per climi più freddi, presenta temperatura alla mandata del compressore superiore a 120°C.
- Per la modalità raffrescamento, tutti i fluidi hanno resa frigorifera più elevata (fino al 20%) rispetto alla CO₂. In termini di COP la CO₂ conviene maggiormente (fino ad un 20%) per climi più freddi, mentre per climi più caldi si raggiungono performance leggermente (circa 15%) più alte usando R32, R410A e R452A.
- Per la modalità produzione di acqua calda sanitaria i risultati in termini di cilindrata al compressore sono in linea con quanto visto per la modalità riscaldamento. La CO₂ presenta quasi sempre aree di scambio termico più elevate, ad eccezione di R32 e R455A a seconda del clima considerato. L'R32 presenta però una temperatura di mandata al compressore sempre superiore a 140°C.

3. Attività 2

3.1 Schema di funzionamento impianto con eiettore

Per la modellazione del sistema ad eiettore si considerano gli stessi componenti impiegati per lo schema base con organo di laminazione tradizionale presentato nel paragrafo 2.1. In aggiunta si considerano un eiettore ed un separatore di fase. L'eiettore presenta come ingresso al primario il flusso in uscita dallo scambiatore rigenerativo ad alta pressione, mentre come ingresso al secondario il flusso a bassa pressione proveniente dall'evaporatore. Lo schema di funzionamento e il corrispondente ciclo termodinamico su diagramma T-s viene presentato in Figura 6.

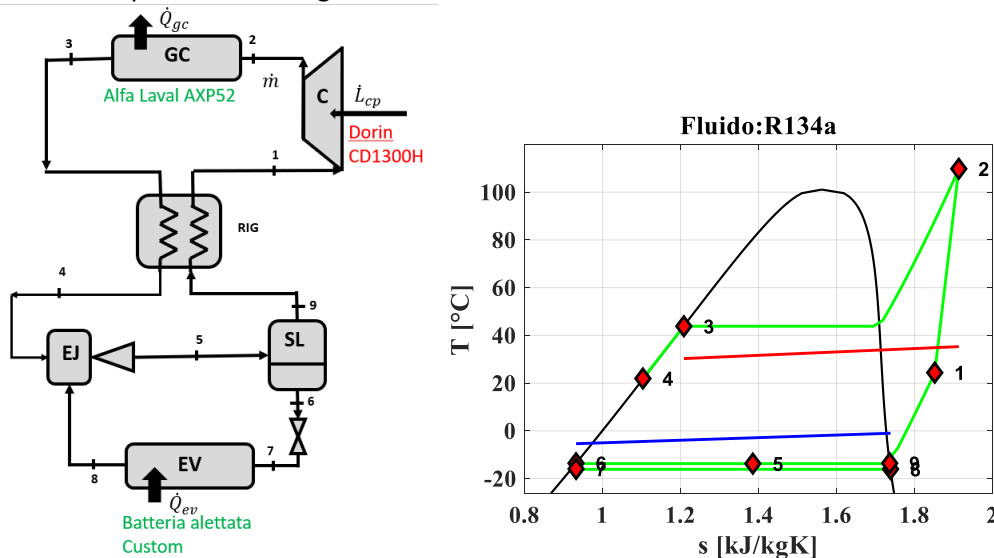


Figura 6 - Schematizzazione semplificata del sistema con eiettore, in caso di funzionamento in modalità riscaldamento (sx). Diagramma T-s nel caso di fluido di lavoro R134a (dx)

I risultati per l'attività 2, in modo analogo a quanto visto per l'attività 1, sono presentati per le condizioni climatiche tipiche delle città di Courmayeur, Milano, Roma, Palermo, Pantelleria.

3.2 Modellazione componenti.

Per i componenti di compressore, gas-cooler/condensatore, evaporatore e scambiatore interno rigenerativo, i modelli analizzati sono gli stessi impiegati anche nell'attività 1 e presentati precedentemente in questo report.

3.2.1 Modello eiettore, definizione di rendimento eiettore [7]

Per quanto riguarda la modellazione del primario dell'eiettore, si è fatta l'ipotesi che il componente sia sempre in grado di elaborare la portata volumetrica del compressore. Quest'ipotesi è più o meno verificata nel caso in cui si consideri una geometria a multi-eiettore o un sistema a geometria variabile.

Per la modellazione del secondario viene proposto un approccio di tipo parametrico. Viene utilizzata la definizione di rendimento dell'eiettore secondo Elbel and Hrnjak (2008) [7]:

$$\eta_{jec} = \mu \frac{(h(P_{int}, s_8) - h_8)}{(h_4 - h(P_{int}, s_4))} \quad (13)$$

Fissando infatti il rendimento dell'eiettore, è univocamente determinata la relazione tra il rapporto di trascinalimento μ e il pressure lift π dell'eiettore considerato. Nella Figura 7 seguente sono riportati i diversi andamenti delle leggi $\pi - \mu$ parametrici rispetto al coefficiente rendimento eiettore.

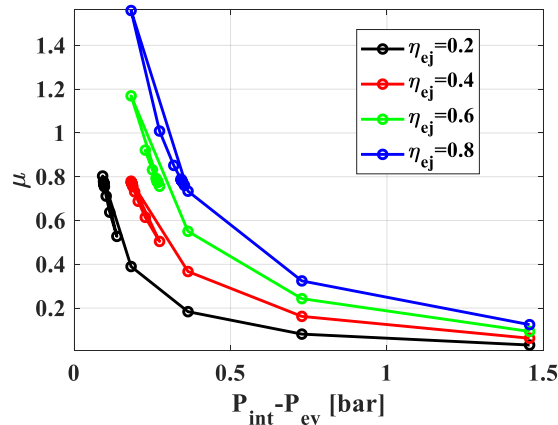


Figura 7 – Andamento del rapporto di trascinamento μ in funzione della differenza tra pressione intermedia e dell’evaporatore, per diversi valori del rendimento eiettoe [7]

I risultati relativi a questa sezione saranno quindi presentati in modo parametrico rispetto al parametro rendimento eiettoe.

3.3 Algoritmo risolutivo del modello nel caso di funzionamento con eiettoe

Per tutte le modalità di funzionamento con eiettoe, si utilizzeranno i modelli prima descritti in fase di simulazione. In tutti i casi si considerano gli stessi parametri di dimensionamento ricavati per ciascuna modalità durante l’attività 1 ed indicati precedentemente, e l’algoritmo risolutivo presentato in questa sezione vale per tutti i fluidi refrigeranti considerati per quest’attività. In tutti i casi si considera un titolo di vapore in uscita dall’evaporatore pari a 1 (condizioni di vapore saturo secco), data l’intrinseca possibilità da parte dell’eiettoe di elaborare un vapore saturo.

La risoluzione del modello nel caso di funzionamento con eiettoe presenta i seguenti step:

- 1) Si fissano le variabili di tentativo di pressione al condensatore (gas-cooler) ed evaporatore (P_{co}, P_{ev}), portate dei fluidi secondari massica di acqua \dot{m}_w e volumetrica di aria \dot{V}_a , efficienza dello scambiatore interno rigenerativo ϵ , rendimento dell’eiettoe η_{eiec} , fluido di lavoro e clima di riferimento tra quelli indicati. Nel caso di CO₂ la temperatura di uscita dal gas-cooler è valutata tramite la relazione di Liao [5] in funzione della pressione al gas-cooler, mentre per tutti gli altri fluidi si assume un titolo in uscita al condensatore pari a 0 (condizione di liquido saturo).
- 2) Si fissa un valore per la pressione intermedia P_{int} di tentativo. Si ricavano quindi gli stati termodinamici 3, 8, 7 indicati nella Figura 6. Supponendo inoltre il punto 9 in condizioni di vapore saturo secco e il punto 6 in condizione di liquido saturo, sono noti anche quest’ultimi stati termodinamici.
- 3) Fissata l’efficienza dello scambiatore rigenerativo, con le relazioni indicate nel paragrafo 2.2.3, si valutano h_1 e h_4 e quindi gli stati termodinamici 1 e 4.
- 4) Tramite il modello del compressore, è possibile ricavare il valore di portata massica elaborata \dot{m}_p e il rendimento globale η_g . Dal rendimento del compressore si valuta lo stato termodinamico 2. Assumendo un corretto accoppiamento tra il compressore e il primario dell’eiettoe, la portata valutata si assume come quella elaborata dal primario dell’eiettoe.
- 5) Fissato il rendimento dell’eiettoe, definito secondo Elbel and Hrnjak (2008) [7], si ricava il fattore di trascinamento $\mu = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$ e quindi la portata elaborata dal secondario dell’eiettoe.
- 6) Si valuta l’entalpia dello stato termodinamico 5 da due bilanci di energia sul separatore e sull’eiettoe. Quindi si itera sulla pressione intermedia P_{int} , ripetendo gli step da 2 a 6, finché le entalpie del punto 5 valutate con i due bilanci non coincidano. Si valutano le potenze $\dot{Q}_{ev}, \dot{Q}_{co}, \dot{L}_{cp}, COP$. Nella definizione di COP si comprende anche il consumo dei ventilatori relativi alla batteria alettata.
- 8) Si risolvono i profili di temperatura ai fluidi secondari sia al condensatore/gas-cooler che all’evaporatore, con i modelli indicati nel paragrafo 2.2.2.

9) Si itera sulle pressioni P_{co} e P_{ev} , e sulla portata di acqua \dot{m}_w in modo tale da ottenere i profili di temperatura ai fluidi secondari desiderati, a seconda della modalità di funzionamento considerata (acqua 30-35°C in caso di riscaldamento, 40-65°C in caso di ACS; 12-7°C in caso di raffrescamento) e del clima di riferimento. Si itera su ϵ nell'intervallo [0; 0.95], in modo tale da avere al massimo una temperatura di mandata al compressore limite di 120°C.

3.4 Risultati

3.4.1 Modalità riscaldamento

Di seguito sono riportati i risultati in termini di confronto del COP in riscaldamento invernale, ottenuti tramite simulazioni dal modello con i parametri dimensionali ottenuti nella modalità con organo di laminazione tradizionale e presentati nella sezione 2.4.1, tra funzionamento con valvola di laminazione ed eiettore parametrizzato per diversi valori del rendimento eiettore. Nella Figura 8 viene riportato un esempio di ciclo termodinamico ottenuto per produzione di acqua calda da 30°C a 35°C, per le condizioni climatiche di Milano e per il fluido propano e R32, per rendimento eiettore fissato di 0.4.

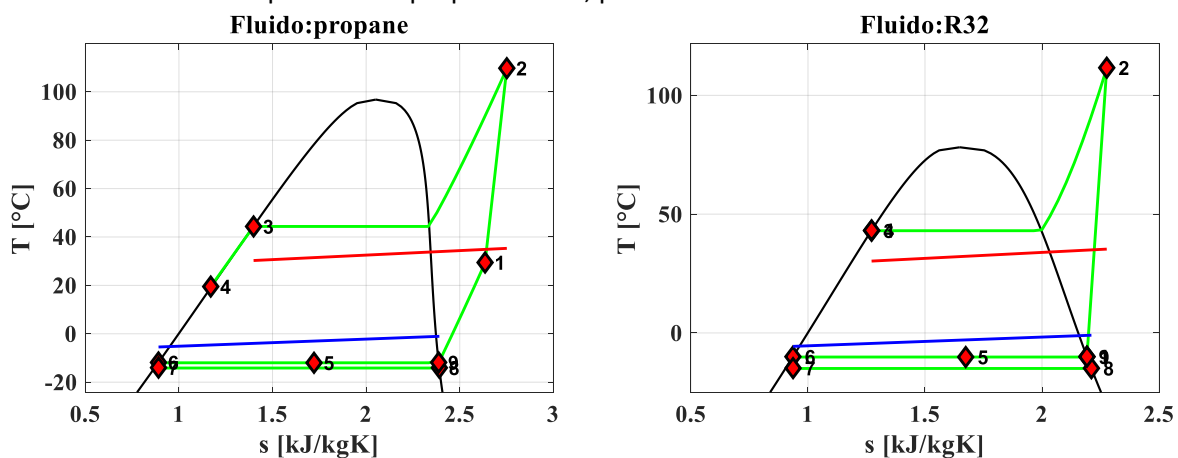


Figura 8 - Diagramma T-s in modalità riscaldamento per fluidi propano (sx) e R32 (dx), per la città di Milano e per rendimento eiettore 0.4

Nelle tabelle seguenti si riportano per ciascuna condizione climatica analizzata i valori di COP nel funzionamento con valvola di laminazione, COP e resa per diversi valori fissati del rendimento eiettore tra 0.1 e 0.4. I risultati sono anche riportati in forma grafica a valle di ciascuna tabella. Inoltre, sopra ogni tabella sono indicati i valori di \dot{V}_a e temperature obiettivo.

Tabella 18 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità riscaldamento per il clima di Courmayeur

Courmayeur – $T_{min} = -13^{\circ}C - \dot{V}_a = 12000 \frac{m^3}{h}$ $T_{w,in} = 30^{\circ}C - T_{w,out} = 35^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	2,54	2,54	36,15	2,61	38,05	2,73	41,34
R134a	2,40	2,47	38,04	2,51	41,31	2,59	47,30
R1234yf	2,48	2,51	37,30	2,54	39,28	2,60	42,93
R600a	2,41	2,50	40,92	2,53	43,19	2,59	47,65
R1234ze	2,41	2,50	39,09	2,54	41,85	2,60	46,92
R410A	2,51	2,58	41,08	2,62	45,42	2,68	51,34
R32*	2,53	2,60	43,96	2,63	47,69	2,69	56,03
R452A	2,52	2,58	38,01	2,63	40,25	2,70	43,73
R455A	2,49	2,63	43,74	2,65	45,44	2,72	49,52
R290	2,51	2,68	39,63	2,70	40,51	2,77	42,84
R513A	2,47	2,55	37,89	2,58	40,00	2,64	44,37

*Temperatura di mandata del compressore superiore a 140°C

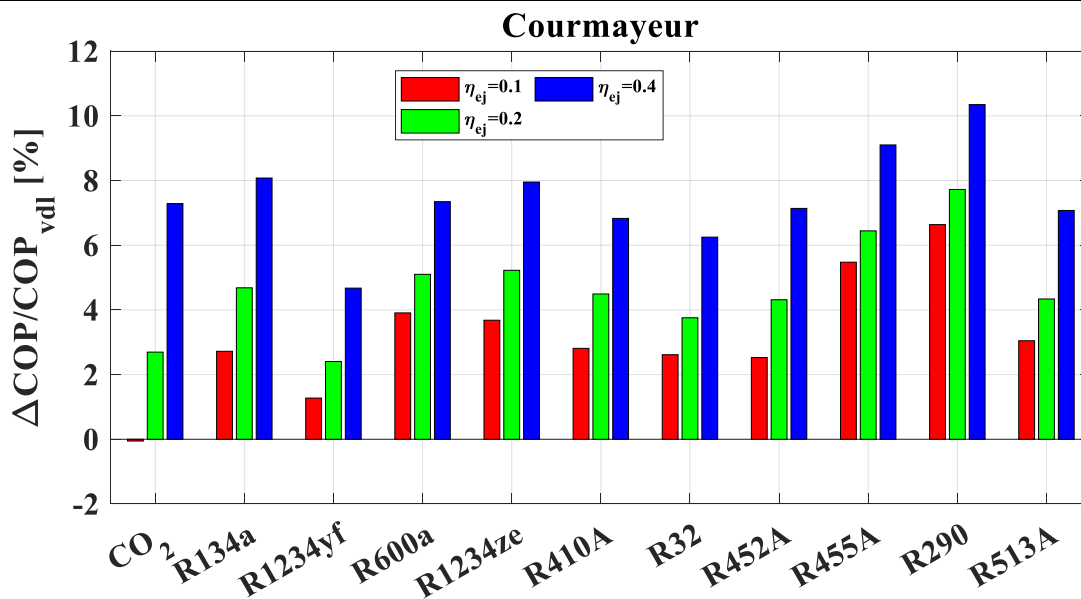


Tabella 19 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità riscaldamento per il clima di Milano

Milano – $T_{min} = -1^{\circ}C - \dot{V}_a = 17000 \frac{m^3}{h}$ $T_{w,in} = 30^{\circ}C - T_{w,out} = 35^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	2,90	2,95	36,47	3,03	37,67	3,16	39,40
R134a	2,66	2,67	34,38	2,71	35,38	2,77	37,23
R1234yf	2,65	2,70	35,05	2,72	35,66	2,76	36,80
R600a	2,53	2,57	36,01	2,59	36,69	2,63	37,98
R1234ze	2,53	2,56	35,10	2,59	35,97	2,63	37,45
R410A	2,89	2,90	34,89	2,95	36,35	3,01	38,42
R32*	2,89	2,96	36,48	3,02	38,41	3,12	41,27
R452A	2,75	2,75	35,33	2,79	36,23	2,85	37,53
R455A	2,74	2,85	37,06	2,88	37,91	2,95	39,74
R290	2,75	2,83	36,20	2,86	36,87	2,92	38,15
R513A	2,65	2,65	34,40	2,68	35,21	2,74	36,73

*Temperatura di mandata del compressore tra 110°C e 120°C

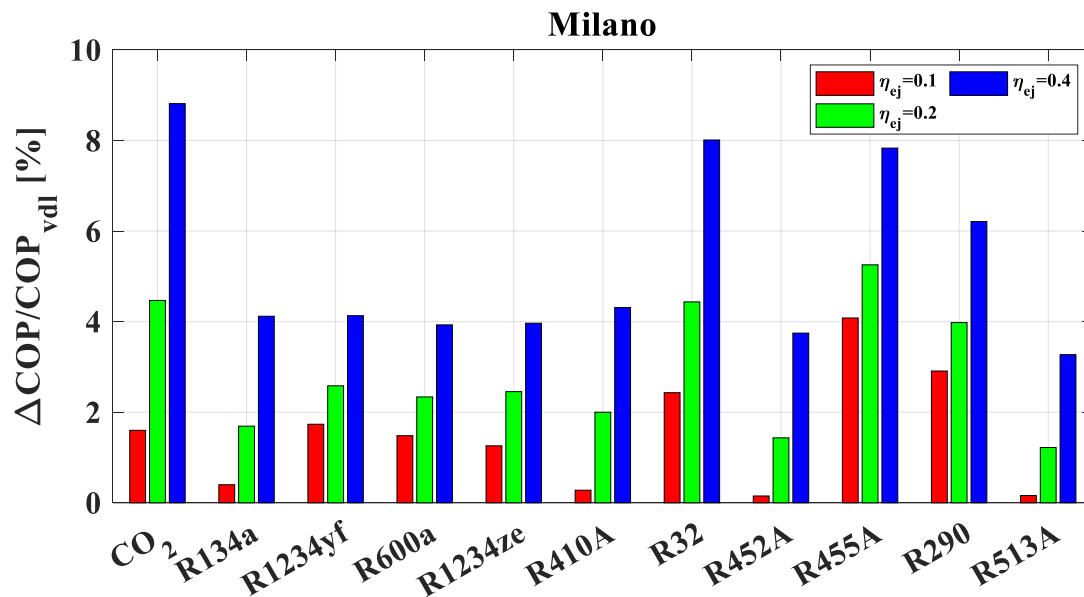


Tabella 20 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità riscaldamento per il clima di Roma

Roma – $T_{min} = 4^{\circ}C - \dot{V}_a = 20000 \frac{m^3}{h}$ $T_{w,in} = 30^{\circ}C - T_{w,out} = 35^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	3,04	2,93	33,79	3,00	34,64	3,10	35,88
R134a	2,56	2,50	32,97	2,53	33,59	2,58	34,84
R1234yf	2,57	2,52	33,32	2,54	33,78	2,58	34,62
R600a	2,19	2,22	34,84	2,23	35,11	2,25	35,72
R1234ze	2,40	2,34	33,28	2,36	33,78	2,40	34,78
R410A	2,84	2,77	33,19	2,81	34,13	2,89	35,85
R32	2,84	2,85	34,59	2,90	35,85	2,97	37,52
R452A	2,57	2,57	34,40	2,60	34,99	2,60	35,09
R455A	2,57	2,59	35,03	2,62	35,64	2,68	36,83
R290	2,84	2,82	34,30	2,84	34,66	2,89	35,31
R513A	2,57	2,50	33,08	2,52	33,57	2,55	34,40

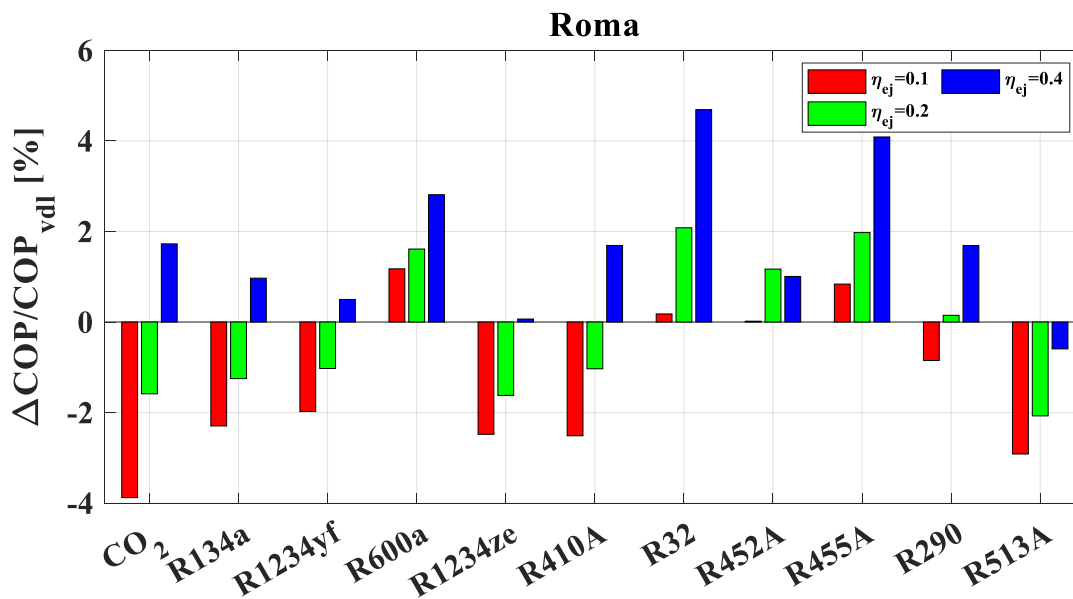


Tabella 21 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità riscaldamento per il clima di Palermo

Palermo – $T_{min} = 7^{\circ}C - \dot{V}_a = 20000 \frac{m^3}{h}$ $T_{w,in} = 30^{\circ}C - T_{w,out} = 35^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	2,92	2,96	35,28	2,99	35,65	3,15	36,90
R134a	2,57	2,48	32,31	2,50	32,77	2,55	33,76
R1234yf	2,57	2,49	32,83	2,51	33,18	2,54	33,89
R600a	2,37	2,38	34,21	2,39	34,43	2,42	34,93
R1234ze	2,37	2,34	33,32	2,36	33,66	2,39	34,37
R410A	2,90	2,79	32,03	2,83	32,93	2,88	33,97
R32	2,90	2,87	33,70	2,91	34,32	2,98	35,87
R452A	2,57	2,51	33,17	2,52	33,43	2,57	34,20
R455A	2,57	2,57	34,43	2,60	34,93	2,65	35,92
R290	2,90	2,84	33,37	2,87	33,73	2,90	34,24
R513A	2,57	2,51	32,84	2,53	33,16	2,56	33,81

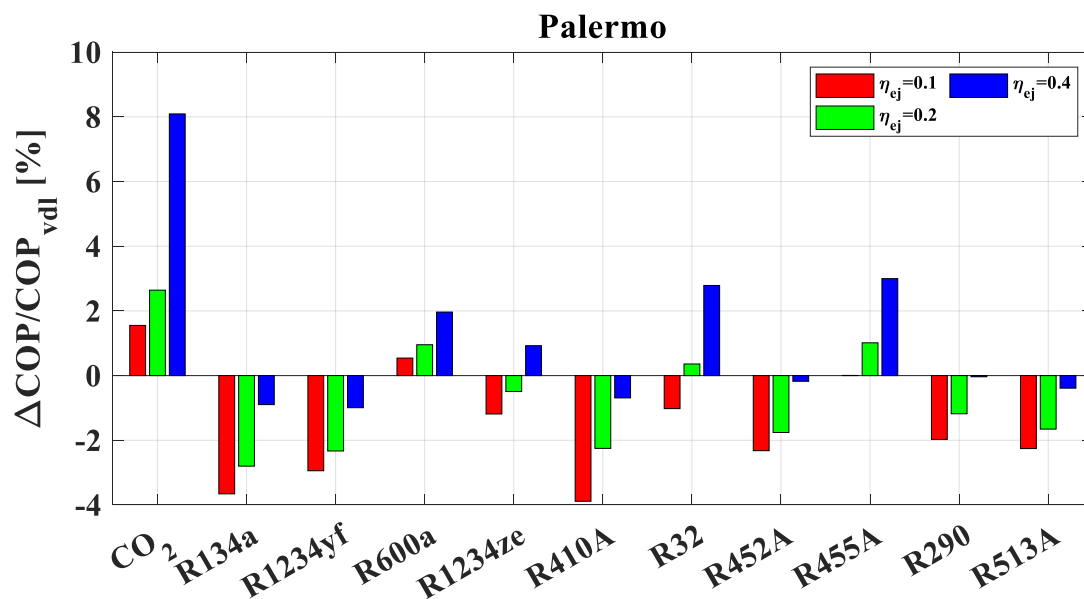
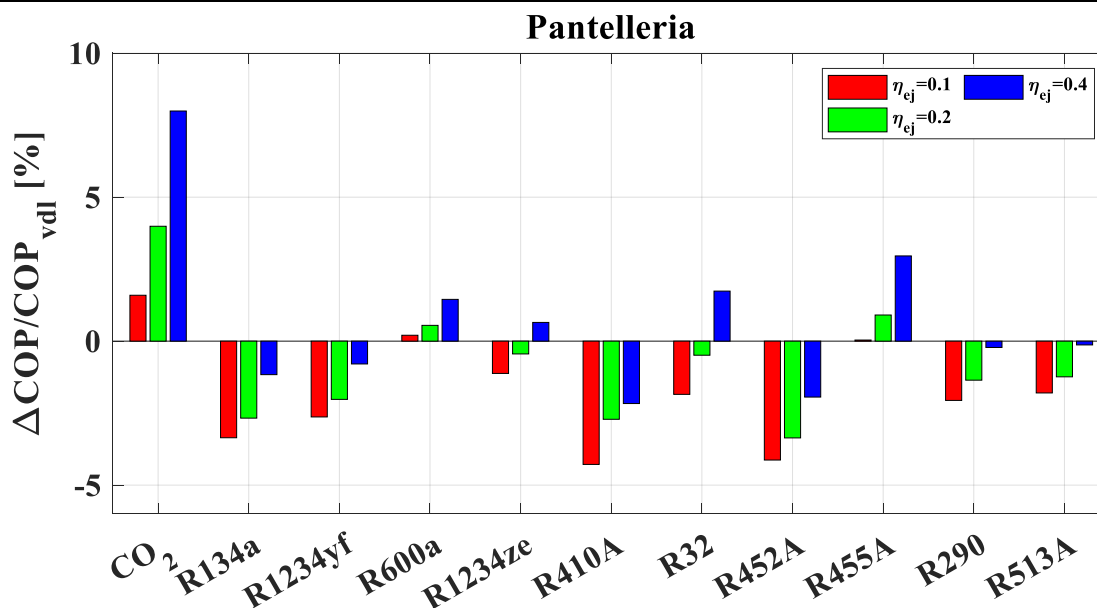


Tabella 22 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità riscaldamento per il clima di Pantelleria

Pantelleria – $T_{min} = 9^{\circ}C - \dot{V}_a = 20000 \frac{m^3}{h}$ $T_{w,in} = 30^{\circ}C - T_{w,out} = 35^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	2,95	3,00	34,99	3,07	35,59	3,19	36,71
R134a	2,54	2,45	32,51	2,47	32,85	2,51	33,61
R1234yf	2,54	2,47	32,93	2,49	33,24	2,52	33,90
R600a	2,32	2,32	34,04	2,33	34,23	2,35	34,67
R1234ze	2,32	2,29	33,19	2,31	33,52	2,34	34,10
R410A	2,90	2,78	31,90	2,82	32,74	2,84	32,98
R32	2,90	2,85	33,09	2,89	33,77	2,95	35,02
R452A	2,91	2,79	32,57	2,81	32,96	2,85	33,71
R455A	2,54	2,54	34,40	2,56	34,73	2,62	35,69
R290	2,90	2,84	33,27	2,86	33,57	2,89	34,06
R513A	2,53	2,48	32,89	2,50	33,17	2,53	33,75



Dai risultati si evince come la convenienza di impiego del sistema eiettore in sostituzione all'organo di laminazione tradizionale si ha maggiormente per climi freddi come Courmayeur e Milano. Per climi più caldi, alcuni fluidi comportano COP più bassi in funzionamento con eiettore, soprattutto per bassi valori del rendimento dello stesso. Ciò è dovuto al fatto che nel funzionamento con eiettore, se da un lato il suo utilizzo determina una pressione all'aspirazione del compressore maggiore di quella dell'evaporatore, il punto di funzionamento effettivo dell'evaporatore stesso si ha per una pressione di evaporazione talvolta minore di quella che, a parità di condizioni al contorno, si ha nel caso base, a causa della riduzione della conduttanza globale dell'evaporatore stesso, la cui geometria e circuitazione, per ipotesi, non sono ottimizzate per il funzionamento con eiettore. In ogni caso, i risultati ottenuti sono comunque molto vicini tra loro, nell'ambito dell'incertezza e di errori numerici. Il fluido che presenta maggiore convenienza nell'impiego di un sistema ad eiettore risulta la CO₂ quasi per tutti i climi di riferimento, con incrementi del

COP compresi tra 5 e 10% per rendimento eiettore 0.4. Considerazione analoga può essere effettuata per il fluido R32, con un vantaggio percentuale sul COP più alto rispetto a tutti gli altri fluidi considerati, compreso tra il 3 e l'8%. In ogni caso per tutti i fluidi e le condizioni climatiche investigate la temperatura di mandata al compressore non supera mai 120°C.

3.4.2 Modalità raffreddamento

Di seguito sono riportati i risultati in termini di confronto del COP in modalità raffreddamento, ottenuti in modalità simulazione del modello con gli stessi parametri di dimensionamento utilizzati per la modalità riscaldamento, tra funzionamento con organo di laminazione tradizionale ed eiettore per diversi valori del rendimento. In Figura 9 viene riportato un esempio di ciclo termodinamico ottenuto per i fluidi CO₂ e R455A, per produzione di acqua fredda da 12°C a 7°C, nelle condizioni climatiche tipiche della città di Palermo e per rendimento eiettore fissato di 0.4.

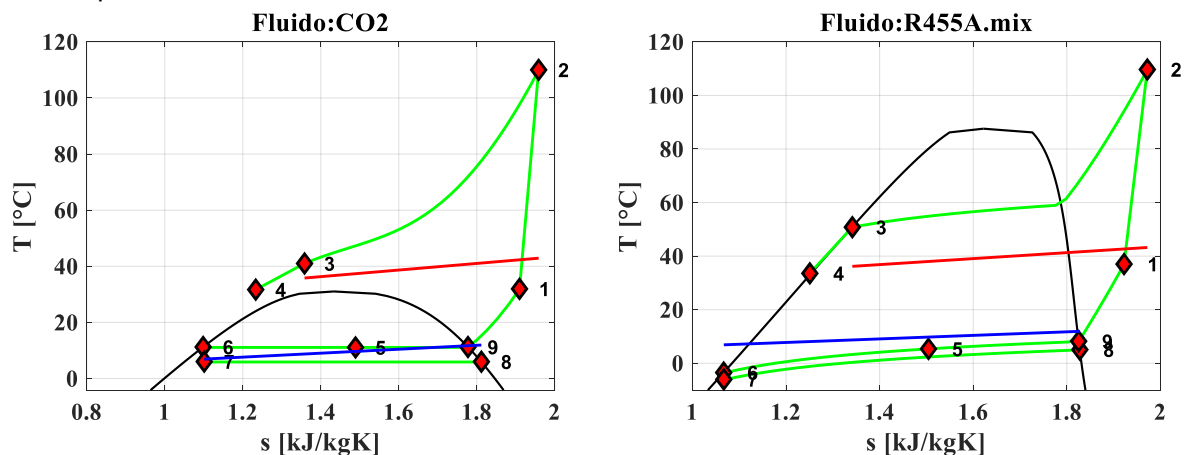


Figura 9 - Diagramma T-s in modalità raffreddamento per fluidi CO₂ (sx) e R455A (dx), per la città di Palermo e per rendimento eiettore 0.4

Nelle tabelle seguenti sono riportati i valori di COP in funzionamento con valvola di laminazione, e di COP e resa per fissati valori del rendimento eiettore, per ciascuna condizione climatica assegnata. Il clima di Courmayeur, a causa di una temperatura massima estiva di 20°C, non è stato considerato in questa trattazione. I risultati sono riportati anche in forma grafica di seguito a ciascuna tabella.

Tabella 23 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità raffreddamento per il clima di Milano

Milano – $T_{max} = 31^{\circ}C - \dot{V}_a = 17000 m^3/h$ $T_{w,in} = 12^{\circ}C - T_{w,out} = 7^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qev $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qev $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qev $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	2,17	2,31	37,04	2,38	38,20	2,50	40,19
R134a	1,95	1,91	43,53	1,91	44,28	1,99	47,26
R1234yf	2,01	1,96	41,98	1,96	42,53	2,01	44,19
R600a	1,81	1,76	41,15	1,78	41,92	1,82	43,47
R1234ze	1,80	1,78	43,54	1,81	44,78	1,84	46,85
R410A	2,19	2,19	42,62	2,26	44,65	2,29	47,10
R32*	2,23	2,23	44,87	2,30	47,32	2,36	51,16
R452A	2,03	2,07	40,02	2,08	40,60	2,14	42,42
R455A	2,04	2,12	41,49	2,15	42,56	2,20	44,54
R290	2,13	2,11	38,09	2,15	38,77	2,14	39,96
R513A	1,92	1,90	41,58	1,94	42,58	1,98	44,48

*Temperatura di mandata del compressore superiore tra 110°C e 120°C

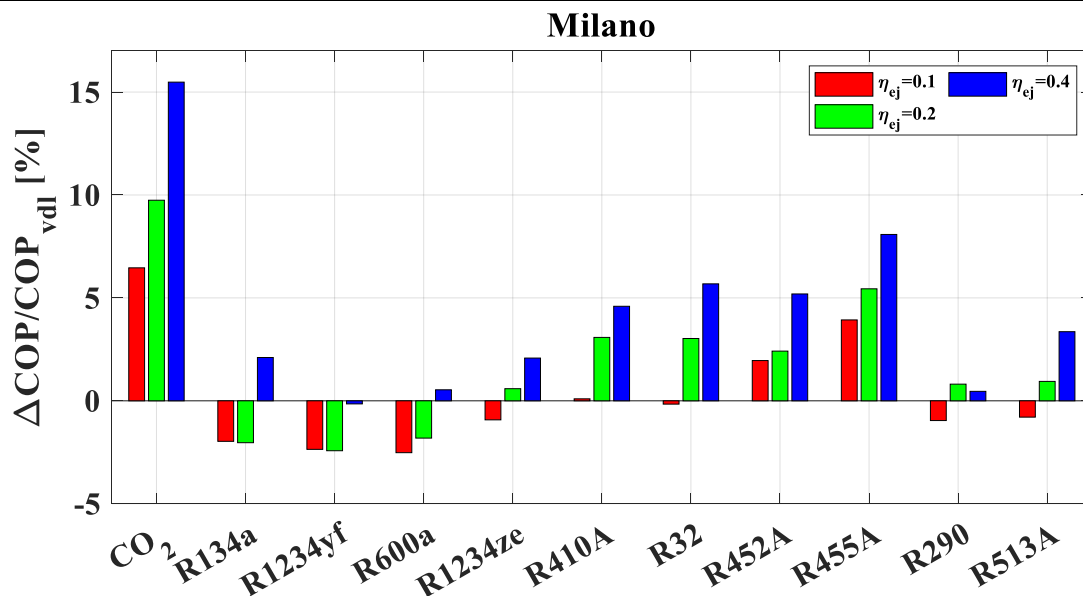


Tabella 24 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità raffrescamento per il clima di Roma

Roma – $T_{min} = 34^{\circ}\text{C} - \dot{V}_a = 20000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ $T_{w,in} = 12^{\circ}\text{C} - T_{w,out} = 7^{\circ}\text{C}$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	1,67	1,81	30,81	1,88	32,08	1,99	34,25
R134a	1,67	1,61	35,41	1,64	36,26	1,69	38,11
R1234yf	1,66	1,64	34,54	1,65	35,01	1,68	35,93
R600a	1,37	1,32	35,61	1,33	36,11	1,36	37,16
R1234ze	1,51	1,46	35,13	1,49	35,86	1,51	37,05
R410A	1,86	1,86	34,23	1,90	35,33	1,98	37,58
R32	1,87	1,94	36,15	1,95	37,06	2,03	39,79
R452A	1,61	1,63	34,00	1,65	34,75	1,71	36,37
R455A	1,57	1,65	34,13	1,65	34,32	1,72	36,34
R290	1,94	1,91	33,07	1,94	33,53	1,98	34,36
R513A	1,66	1,63	34,50	1,65	35,10	1,67	36,03

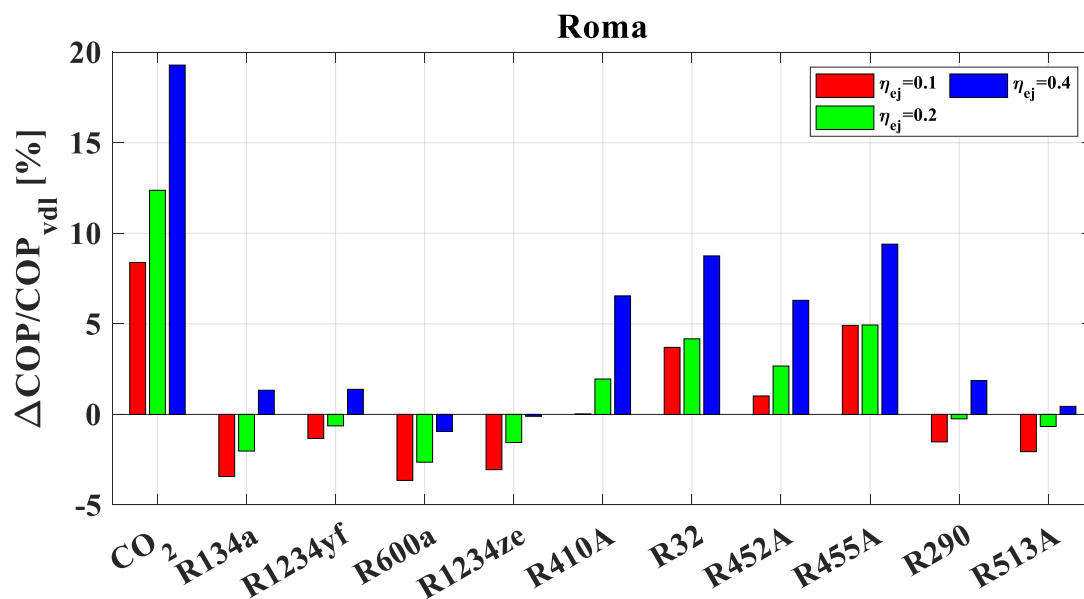


Tabella 25 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità riscaldamento per il clima di Palermo

Palermo – $T_{min} = 36^{\circ}C - \dot{V}_a = 20000 m^3/h$ $T_{w,in} = 12^{\circ}C - T_{w,out} = 7^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	1,54	1,67	29,12	1,74	30,34	1,85	32,32
R134a	1,46	1,46	31,24	1,50	32,20	1,53	33,52
R1234yf	1,48	1,49	31,03	1,49	31,33	1,51	32,15
R600a	1,37	1,34	31,95	1,35	32,37	1,38	33,21
R1234ze	1,34	1,32	31,72	1,34	32,47	1,38	33,78
R410A	1,67	1,73	30,64	1,77	31,61	1,82	33,35
R32	1,73	1,76	31,73	1,80	33,08	1,91	35,70
R452A	1,39	1,46	30,58	1,49	31,27	1,53	32,67
R455A	1,37	1,47	30,48	1,50	31,13	1,54	32,60
R290	1,80	1,79	31,00	1,79	31,31	1,83	32,25
R513A	1,49	1,47	31,34	1,49	31,92	1,54	33,17

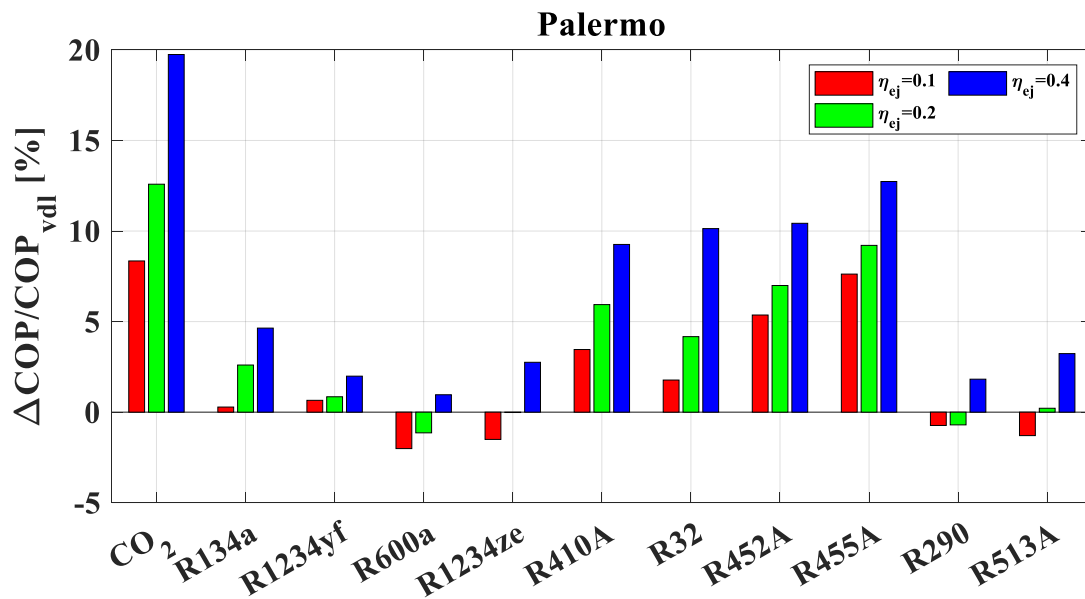
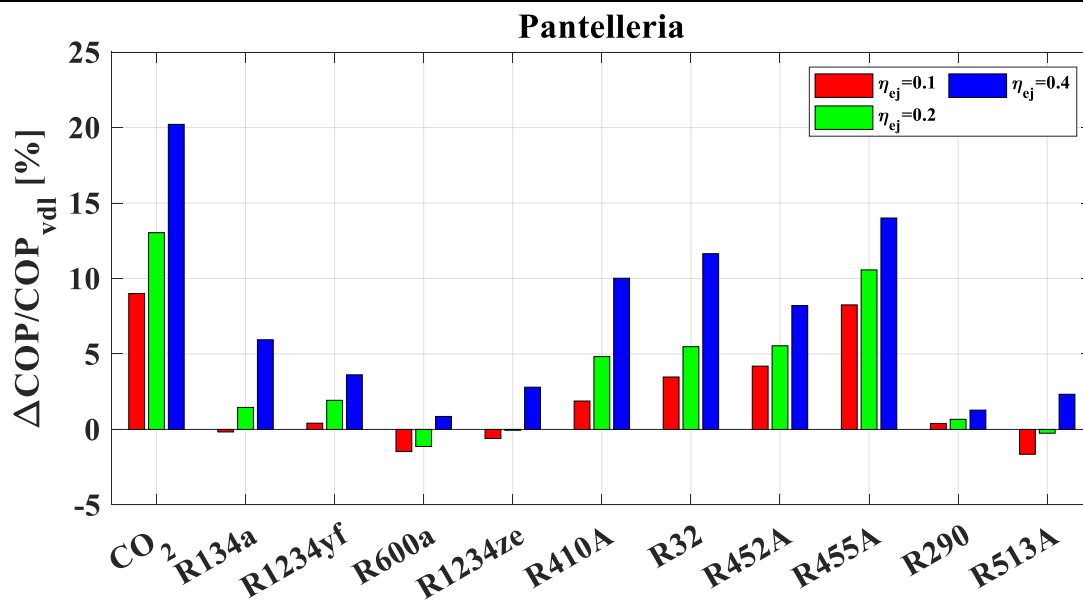


Tabella 26 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità raffreddamento per il clima di Pantelleria

Pantelleria – $T_{min} = 36^{\circ}C - \dot{V}_a = 20000 \text{ m}^3/h$ $T_{w,in} = 12^{\circ}C - T_{w,out} = 7^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	1,48	1,61	28,02	1,67	29,11	1,78	31,01
R134a	1,37	1,37	29,38	1,39	30,14	1,45	31,59
R1234yf	1,38	1,39	29,08	1,41	29,59	1,43	30,39
R600a	1,27	1,25	30,02	1,26	30,33	1,28	31,13
R1234ze	1,24	1,23	29,87	1,24	30,29	1,27	31,43
R410A	1,60	1,63	28,57	1,68	29,67	1,76	31,54
R32	1,63	1,69	29,97	1,72	31,03	1,82	33,43
R452A	1,63	1,70	29,56	1,72	30,12	1,76	31,22
R455A	1,27	1,37	28,63	1,40	29,44	1,45	30,70
R290	1,72	1,73	29,71	1,73	30,02	1,74	30,68
R513A	1,40	1,38	29,44	1,40	30,00	1,43	31,02



Dai risultati si nota come anche in questo caso, non per tutti i fluidi si ha una convenienza della sostituzione di un organo di laminazione tradizionale con un eiettore, a causa della stessa considerazione sugli scambiatori di calore vista per la modalità riscaldamento. Indipendentemente dal clima analizzato, il fluido che presenta maggiore margine di miglioramento del COP è la CO₂, in cui nel caso di rendimento eiettore 0.4 l'incremento di COP oscilla tra il 15 e il 20%. Risultano avere buoni margini di miglioramento anche i fluidi R455A, R32, R410A e R452A, con miglioramenti del COP che oscillano tra il 5 e 10% per i climi di Milano e Roma, e tra il 10 e il 15% per i climi di Palermo e Pantelleria. Come per il riscaldamento, in nessun caso la temperatura di mandata del compressore supera la soglia di 120°C.

3.4.3 Modalità produzione di acqua calda sanitaria

Di seguito sono riportati i risultati relativi ai valori del COP in modalità produzione di acqua calda sanitaria, sia in caso di sistema con organo di laminazione tradizionale, sia in caso con eiettore a diversi valori del

rendimento. I parametri di dimensionamento utilizzati per ciascun sistema sono quelli indicati nella sezione 2.4.3. In Figura 10 si riporta un esempio di ciclo termodinamico ottenuto per la produzione di acqua calda da 40°C a 65°C, per i fluidi CO₂ e R1234ze, in condizioni climatiche tipiche di Roma e per fissato rendimento eiettore pari a 0.4.

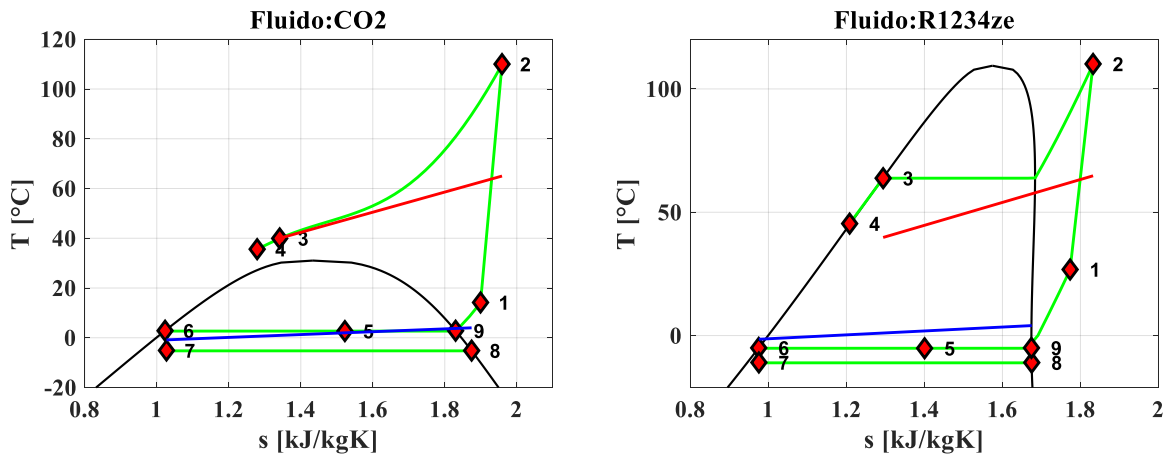


Figura 10 - Diagramma T-s in modalità acqua calda sanitaria per fluidi CO₂ (sx) e R31234ze (dx), per la città di Milano e per rendimento eiettore 0.4

Nelle seguenti tabelle si riportano per ciascuna condizione climatica analizzata, i valori di COP per funzionamento con organo di laminazione tradizionale, e di COP e resa per diversi valori del rendimento eiettore.

Tabella 27 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità produzione acqua calda sanitaria, per il clima di Milano

Milano – $T_{min} = -1^{\circ}C - \dot{V}_a = 800 m^3/h$ $T_{w,in} = 40^{\circ}C - T_{w,out} = 65^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂ *	2,32	2,46	2,18	2,56	2,33	2,70	2,55
R134a	2,36	2,39	2,01	2,44	2,17	2,52	2,45
R1234yf	2,36	2,38	1,95	2,43	2,11	2,49	2,29
R600a	2,32	2,42	2,18	2,43	2,25	2,50	2,48
R1234ze	2,24	2,38	2,16	2,47	2,47	2,54	2,74
R410A	2,26	2,42	2,33	2,50	2,61	2,61	3,06
R32**	2,31	2,43	2,41	2,48	2,65	2,56	3,13
R452A	2,15	2,48	2,35	2,55	2,51	2,66	2,77
R455A	2,17	2,49	2,66	2,56	2,87	2,68	3,20
R290	2,35	2,39	2,02	2,47	2,17	2,57	2,35
R513A	2,36	2,38	1,97	2,43	2,14	2,50	2,34

*Temperatura di mandata del compressore superiore tra 110°C e 120°C
** La temperatura di mandata del compressore supera 140°C

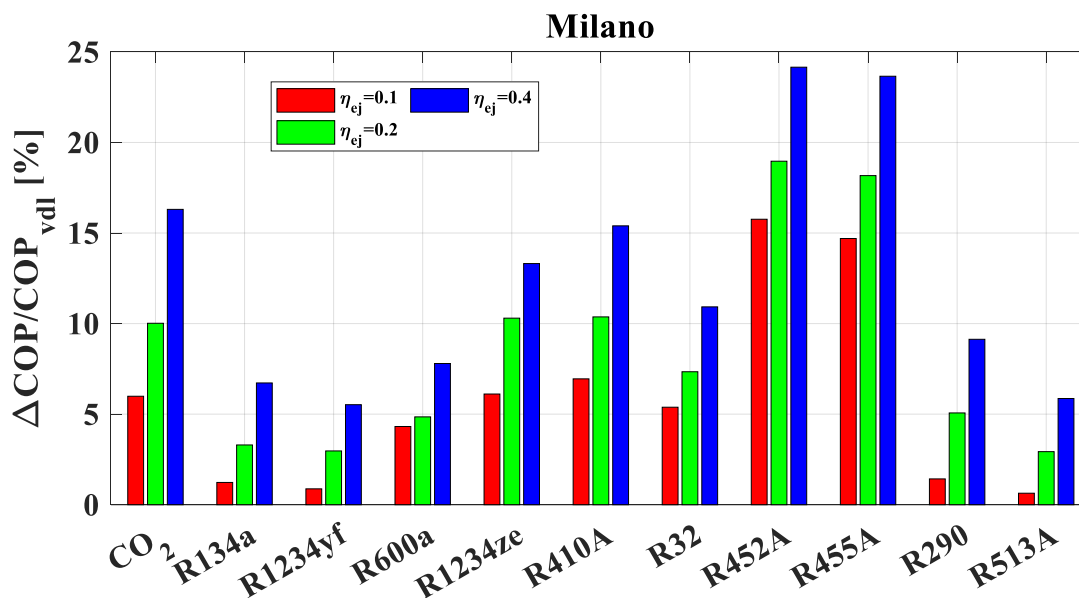


Tabella 28 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità produzione acqua calda sanitaria, per il clima di Roma

Roma – $T_{min} = 4^{\circ}C - \dot{V}_a = 800 \frac{m^3}{h}$ $T_{w,in} = 40^{\circ}C - T_{w,out} = 65^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	2,45	2,60	2,13	2,69	2,23	2,83	2,41
R134a	2,52	2,51	1,87	2,57	2,02	2,64	2,22
R1234yf	2,35	2,49	2,01	2,56	2,18	2,66	2,38
R600a	2,45	2,51	1,95	2,58	2,14	2,63	2,29
R1234ze	2,35	2,51	2,03	2,58	2,26	2,67	2,48
R410A	2,44	2,55	2,09	2,61	2,26	2,73	2,57
R32*	2,52	2,53	1,88	2,60	2,12	2,67	2,40
R452A	2,46	2,55	2,01	2,62	2,15	2,72	2,33
R455A	2,45	2,64	2,22	2,70	2,35	2,81	2,59
R290	2,51	2,53	1,97	2,59	2,06	2,68	2,20
R513A	2,52	2,50	1,86	2,56	1,98	2,62	2,15

*La temperatura di mandata del compressore supera 140°C

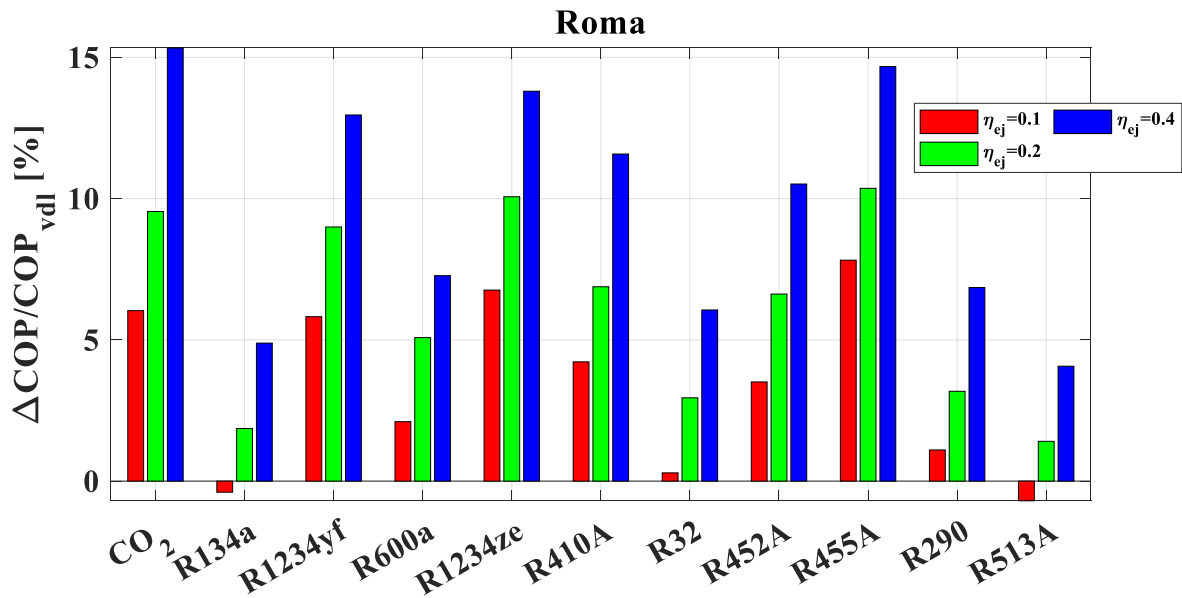


Tabella 29 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità produzione acqua calda sanitaria, per il clima di Palermo

Palermo – $T_{min} = 7^{\circ}C - \dot{V}_a = 900 m^3/h$ $T_{w,in} = 40^{\circ}C - T_{w,out} = 65^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	2,47	2,70	2,09	2,79	2,19	2,93	2,33
R134a	2,58	2,58	1,88	2,65	2,02	2,73	2,20
R1234yf	2,58	2,57	1,83	2,62	1,93	2,69	2,07
R600a	2,48	2,59	1,97	2,62	2,04	2,70	2,22
R1234ze	2,28	2,55	2,05	2,63	2,23	2,72	2,45
R410A	2,47	2,64	2,05	2,72	2,22	2,84	2,48
R32*	2,59	2,62	1,92	2,68	2,08	2,78	2,37
R452A	2,48	2,63	2,01	2,70	2,11	2,80	2,29
R455A	2,48	2,73	2,17	2,80	2,30	2,90	2,50
R290	2,58	2,62	1,97	2,69	2,07	2,77	2,18
R513A	2,58	2,58	1,88	2,63	1,98	2,70	2,13

***La temperatura di mandata del compressore supera 130°C**

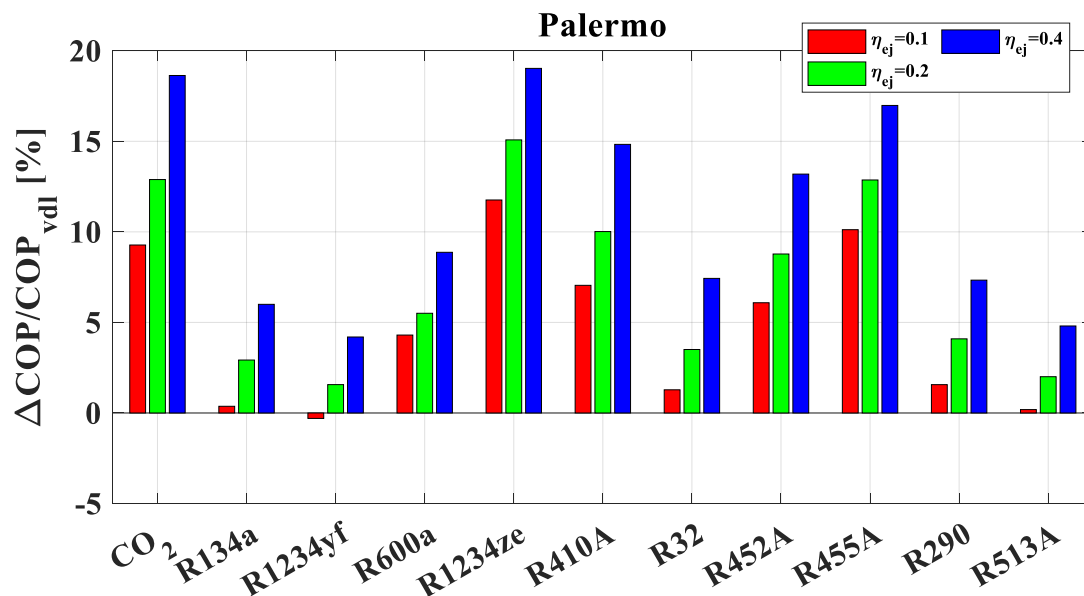
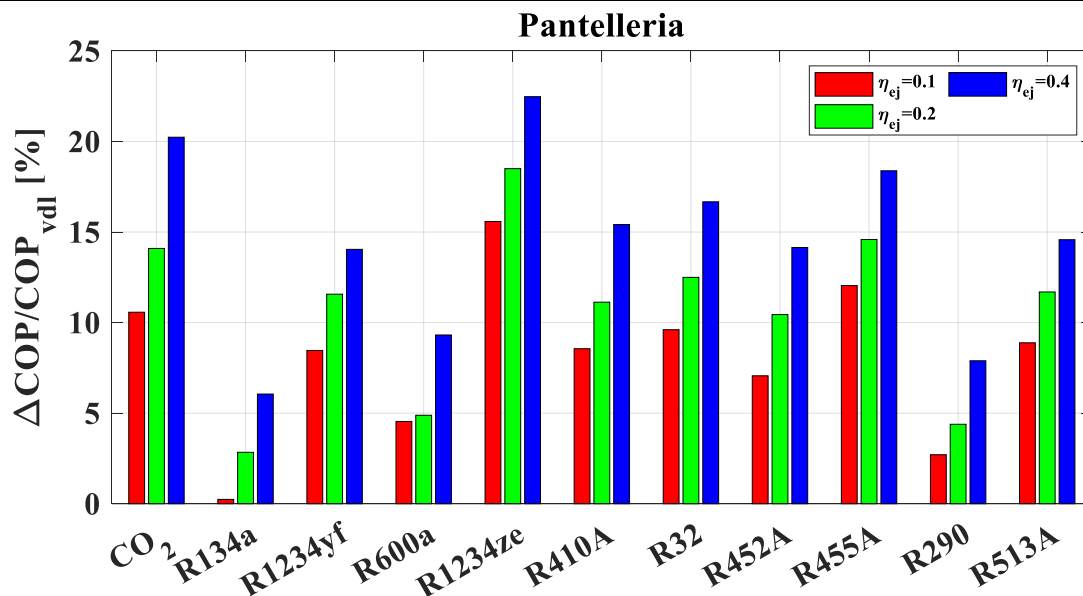


Tabella 30 – Confronto COP tra valvola di laminazione ed eiettore con diversi rendimenti, in modalità produzione acqua calda sanitaria, per il clima di Pantelleria

Pantelleria – $T_{min} = 9^{\circ}C - \dot{V}_a = 1000 m^3/h$ $T_{w,in} = 40^{\circ}C - T_{w,out} = 65^{\circ}C$							
Fluido	COPvdl	COPEj $\eta_{ej} = 0.1$	Qco $\eta_{ej} = 0.1$	COPEj $\eta_{ej} = 0.2$	Qco $\eta_{ej} = 0.2$	COPEj $\eta_{ej} = 0.4$	Qco $\eta_{ej} = 0.4$
CO ₂	2,47	2,74	2,09	2,82	2,18	2,97	2,32
R134a	2,60	2,61	1,86	2,68	1,99	2,76	2,16
R1234yf	2,47	2,67	2,02	2,75	2,14	2,81	2,26
R600a	2,48	2,59	1,95	2,60	1,95	2,71	2,19
R1234ze	2,23	2,58	2,04	2,64	2,18	2,73	2,39
R410A	2,47	2,68	2,04	2,74	2,17	2,85	2,38
R32*	2,46	2,70	2,11	2,77	2,29	2,87	2,56
R452A	2,47	2,65	1,96	2,73	2,10	2,82	2,25
R455A	2,47	2,76	2,16	2,83	2,27	2,92	2,44
R290	2,61	2,68	1,97	2,72	2,03	2,81	2,15
R513A	2,46	2,68	2,05	2,75	2,16	2,82	2,30

***La temperatura di mandata del compressore supera 130°C**



Dai risultati si nota come, per questa modalità, per quasi tutti i fluidi c'è una convenienza nella sostituzione della valvola di laminazione con un sistema ad eiettore. Per il clima di Milano, i fluidi con maggiore margine di miglioramento del COP sono R452A, R455A. Per il clima di Roma si ottiene maggiore margine di miglioramento per CO₂, R455A e R1234ze, con miglioramenti compresi tra 10 e 15%. Nei climi di Palermo e Pantelleria, migliore margine si ottiene per CO₂, R1234ze e R455A, con miglioramenti compresi tra 15 e 25%. In termini di temperatura di mandata al compressore, solo l'R32 presenta temperature superiori alla soglia di 130°C per tutte le condizioni climatiche investigate. Per limitare questa condizione si potrebbe ricorrere a schemi di impianto multistadio per i fluidi interessati.

3.5 Conclusioni attività 2

L'attività 2 ha riguardato un confronto in termini di COP e resa dei sistemi dimensionati nell'ambito dell'attività 1, sostituendo l'organo di laminazione tradizionale con un eiettore con diversi valori del rendimento. Il confronto è stato effettuato per gli stessi fluidi e condizioni climatiche di riferimento osservate nell'attività 1. Di seguito i risultati principali:

- Per la modalità riscaldamento, la sostituzione della valvola con l'eiettore comporta vantaggi soprattutto per i climi più freddi. I fluidi con maggior margine di miglioramento sono la CO₂ con incrementi compresi tra 5 e 10% per rendimento eiettore 0.4, ed R32, con incrementi tra 2 e 8%. Ulteriori miglioramenti delle performance potrebbero essere ottenuti ottimizzando la geometria dell'evaporatore alla singola condizione di funzionamento con eiettore, ma tale aspetto non è stato affrontato in questo studio a causa della vastità di condizioni operative investigate.
- Per la modalità raffrescamento, non per tutti i fluidi si ha una convenienza di sostituzione della valvola con l'eiettore. Il fluido con maggior margine di miglioramento è la CO₂, con incremento tra 15 e 20% per rendimento eiettore 0.4, indipendentemente dalla condizione climatica analizzata. Margini di miglioramento tra 5 e 15% si hanno anche per i fluidi R455A, R32, R410A e R452A.
- Per la modalità di produzione di acqua calda sanitaria, i fluidi con miglior margine di miglioramento sono R452A e R455A per il clima di Milano, con l'aggiunta di CO₂ e R1234ze nei climi di Roma, Palermo e Pantelleria. Solo l'R32 presenta in questo caso temperature superiori alla soglia di 130°C per tutte le condizioni investigate.

4. Riferimenti Bibliografici

- [1] Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006 Text with EEA relevance.
- [2] B.Citarella, L.Viscito, K.Mochizuki, A.W. Mauro, Multi-criteria (thermo-economic) optimization and environmental analysis of a food refrigeration system working with low environmental impact refrigerants, *Energy Conversion and Management* 253 (2022), 115152.
- [3] M.M. Shah, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22 (1979) 547-556.
- [4] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *Univ. Calif. Publ. Eng. 2* (1930) 443–461.
- [5] 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.
- [6] W.A. Beckman, L. Broman, A. Fiksel, S.A. Klein, E. Lindberg, M. Schuler, J. Thornton, TRNSYS The most complete solar energy system modeling and simulation software. *Renewable energy*, 5(1994), 486-488.
- [7] M. Haider, S. Elbel, Development of ejector performance map for predicting fixed-geometry two-phase ejector performance for wide range of operating conditions, *International Journal of Refrigeration* 128 (2021), 232-241.

Curriculum vitae della Prof.ssa Rita Mastrullo

Note biografiche e carriera accademica

Rita Maria Antonietta Mastrullo è nata a Bisaccia (AV) il 21 Maggio 1954. Ha conseguito, con lode, la laurea in Ingegneria Elettrotecnica, presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, il 28/2/78. Dal 1994 al 1996 è stata Professore Ordinario di Fisica tecnica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Salerno; dall' 1/11/1996 è Professore Ordinario di Fisica tecnica Industriale presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II.

Attività di ricerca scientifica

Dal 1980 ad oggi ha svolto, con continuità, attività di ricerca nell'ambito della conversione dell'energia. Nei primi anni si è occupata di sistemi per lo sfruttamento dell'energia solare per il riscaldamento; successivamente, la principale tematica di ricerca ha riguardato la conversione energetica inversa per sistemi frigoriferi e pompe di calore.

Gli oggetti delle ricerche e i relativi scopi hanno riguardato: i sistemi energetici alternativi per valutarne il trade-off termodinamico/economico, in relazione alla specifica applicazione, alla taglia del sistema ed ai conseguenti vincoli tecnici; i componenti innovativi per valutarne l'effettiva prestazione e il relativo vantaggio termodinamico; la fenomenologia dei processi termodinamici per elaborare teorie e modelli. Più nel dettaglio, le attività di ricerca hanno incrociato due principali tematiche: la caratterizzazione delle prestazioni termodinamiche di sistemi a compressione di vapore per la refrigerazione e la climatizzazione operanti con refrigeranti innovativi a basso impatto ambientale; le prestazioni termo-idrauliche durante l'evaporazione in convezione forzata di refrigeranti in geometrie standard e innovative per scambiatori e dissipatori di calore.

Sono state adottate differenti metodologie: teorico/simulative per l'analisi di sistemi complessi; modellistiche e numeriche per esplorare preliminarmente le opzioni di maggior successo a livello di componenti ovvero per condurre analisi parametriche; sperimentali, sia per prove sul campo di prototipi di sistemi o componenti sia per condurre esperimenti specifici per il fenomeno studiato; statistico/teorico per lo sviluppo di metodi predittivi semi-empirici.

Le attività di ricerca sono state svolte principalmente presso l'Università degli studi di Napoli Federico II. Progetti di ricerca specifici sono stati svolti in collaborazione con altri Atenei, nazionali e internazionali, enti di ricerca, tra i quali si annoverano: Università del Sannio, Università di Salerno, Enea, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Universitat Politècnica de València, KTH Royal Institut Stochkolm.

L'attività di ricerca è stata finanziata da numerosi progetti, di cui è stata ed è responsabile scientifico sia a livello nazionale sia internazionale: progetti PON Poligrig e Smartcase, progetto FP7 NXTHPG, progetti PRIN su svariati bandi a partire dal 1994 e fino al 2015, commesse di ricerca per il MiSE e convenzioni di ricerca con aziende private.

Membro dell'International Institute of Refrigeration, dell'Associazione Italiana per la climatizzazione dell'aria e la refrigerazione (AICARR) e dell'Unione Italiana Termofluidodinamica.

È revisore per numerose riviste scientifiche di rilievo per gli SSD ING-IND/10 e 11.

L'attività è testimoniata da oltre 180 memorie pubblicate su riviste internazionali o presentate a convegni nazionali, internazionali (104 pubblicazioni indicizzate su Scopus, hindex=22).

Curriculum vitae del Prof. Alfonso William Mauro

Dopo essersi laureato, con lode, in Ingegneria Meccanica presso l'Università degli Studi di Napoli nell'Ottobre del 2003, nel 2006 ha conseguito il titolo di dottore di ricerca presso la Scuola di Dottorato in Ingegneria dei Sistemi Meccanici della stessa Università.

Nell'Ottobre del 2008 ha preso servizio come ricercatore universitario di Fisica tecnica presso l'Università di Napoli Federico II, dove attualmente ricopre il ruolo di professore associato in Fisica tecnica dal 2015. È stato prima visiting scholar e poi visiting scientist presso il laboratorio di trasmissione del calore (LTCM) dell'EPFL di Losanna (CH), per un periodo totale di 7 mesi. Nel 2017, per 4 mesi, ha ricoperto il ruolo di "Professeur de recherche invité" presso il CETHIL dell'INSA di Lione (FR). Ha svolto e svolge attività di didattica e supporto alla didattica per gli insegnamenti di Fisica tecnica e Tecnica del freddo per allievi ingegneri dell'Università degli studi di Napoli Federico II. E' membro del Collegio dei docenti per la Scuola di Dottorato in Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Napoli Federico II.

Le tematiche di ricerca di cui si occupa direttamente, con metodi sia sperimentali che modellistici, riguardano l'efficiamento energetico e la riduzione dell'impatto ambientale di sistemi per conversione energetica per la refrigerazione e la climatizzazione operanti con fluidi naturali o a basso impatto ambientale. È autore di oltre 100 pubblicazioni scientifiche e ha contribuito allo svolgimento di numerosi progetti di ricerca, sia nazionali che internazionali, finanziati da enti e/o aziende sia pubblici che privati.

Serve la comunità scientifica di riferimento come: revisore di pubblicazioni scientifiche; valutatore di proposte di progetti di ricerca; membro di commissione di esami di dottorato in Italia e all'estero; esperto invitato per seminari tematici sullo scambio termico bifase e sui sistemi a compressione di vapore per la refrigerazione e la climatizzazione presso conferenze, workshop, università e istituti di ricerca.

Membro della commissione B2 dell'IIR. Membro dello European Two-Phase Flow Group e del working party dell'IIR sulla riduzione della carica di refrigerante. Socio Aicarr e IIR.