



Ricerca di Sistema elettrico

Test in condizionamento e produzione ACS per la caratterizzazione di gruppo multietettore su pompa di calore a CO₂

R. Trinchieri, G. Boccardi, A. Franchi,
M. Morlacca, M. Pieve, L. Simonetti

TEST IN CONDIZIONAMENTO E PRODUZIONE ACS PER LA CARATTERIZZAZIONE DI GRUPPO MULTIEIETTORE SU POMPA DI CALORE A CO₂

R. Trinchieri, G. Boccardi, A. Franchi, M. Morlacca, M. Pieve, L. Simonetti (ENEA)

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: Tecnologie

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

Work package: Pompe di Calore

Linea di attività: Miglioramento delle prestazioni delle PdC (eiettori): attività sperimentale su prototipo PdC a CO₂ e analisi dati acquisiti.

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	5
2.1 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE E ATTIVITÀ DI POTENZIAMENTO DEL "CALORIMETRO ENEA".....	5
2.2 CONFIGURAZIONE MACCHINA IN TEST.....	9
2.3 MATRICE DI PROVA.....	13
2.3.1 <i>Test in modalità raffrescamento</i>	13
2.3.2 <i>Test in produzione acqua calda sanitaria</i>	18
2.3.3 <i>Test aggiuntivi in modalità riscaldamento</i>	20
2.4 ANALISI DEI DATI.....	22
2.4.1 <i>Analisi dati test in riscaldamento e produzione ACS</i>	22
2.4.2 <i>Analisi dati test in raffrescamento</i>	29
3 CONCLUSIONI.....	33
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	34
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	34

Sommario

In questo Report sono presentati i risultati ottenuti nel corso della LA 3.22 “Miglioramento delle prestazioni delle PdC (eiettori): attività sperimentale su prototipo PdC a CO₂ e analisi dati acquisiti”, WP3 “Pompe di Calore”, progetto 1.7. “Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali” del Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 della Ricerca di Sistema Elettrico.

Lo scopo della Linea di Attività è la caratterizzazione del funzionamento di un gruppo multi-eiettore, utilizzato come organo di espansione di una pompa di calore a CO₂ da 30 kW termici.

I dati ottenuti nella campagna sperimentale condotta presso il CR ENEA Casaccia saranno utilizzati per la validazione di un modello di calcolo che dovrà essere in grado di effettuare la stima delle prestazioni ottenibili con pompe di calore che adottano questa soluzione tecnica, sia in condizioni di funzionamento diverse da quelle testate, sia in caso d’impiego di refrigeranti diversi dalla CO₂.

I test sono stati condotti avvalendosi delle funzioni di controllo fornite dal sistema di gestione componenti integrato nella pompa di calore. In particolare, è stato possibile eseguire test selezionando le modalità di lavoro del compressore, dell’eiettore in funzione, dell’organo di laminazione aggiuntivo e della valvola di bypass che gestisce il surriscaldamento in mandata al compressore.

Durante l’esecuzione dei test, le condizioni esterne (temperatura ambiente e stato dell’acqua da produrre) sono state sempre mantenute entro i valori caratteristici di applicazioni di climatizzazione (estiva o invernale) e di produzione acqua calda sanitaria.

Variando le configurazioni di lavoro, si è operato con l’obiettivo di ottenere il maggior numero possibile di condizioni operative per gli eiettori in prova, in modo da fornire valide e varie informazioni al modellatore.

1 Introduzione

Lo scopo della Linea di Attività è la caratterizzazione del funzionamento di un gruppo multi-eiettore, utilizzato come organo di espansione di una pompa di calore a CO₂ da 30 kW termici.

I dati sperimentali sono stati ottenuti durante l'esecuzione di una campagna di prove condotta sull'impianto "Calorimetro ENEA" del CR ENEA Casaccia, che è stato preventivamente potenziato per consentire l'esecuzione di un congruo numero di test in raffrescamento. La matrice di prova è composta, infatti, da una serie di test condotti in raffrescamento (sia in produzione fredda con range di temperatura nell'ordine 12 °C ÷ 7 °C, tipico di condizionamento con ventilconvettori, sia nel range 23 °C ÷ 18 °C, tipico di condizionamento con terminali a pavimento), numerosi test in produzione acqua calda sanitaria e altri test aggiuntivi in riscaldamento (rispetto ad un set di dati già disponibili). Nei test di raffrescamento, la temperatura dell'aria esterna, sorgente termica per la pompa di calore aria-acqua testata, è stata mantenuta a 35 °C, condizione più gravosa ottenibile con l'apparato sperimentale disponibile, nonché temperatura designata come rappresentativa delle condizioni di esercizio estive, a livello di normativa. Nei test di climatizzazione invernale e produzione ACS, invece sono stati testati una serie di valori di temperatura ambiente differenti. Variando le configurazioni di lavoro, si è operato con l'obiettivo di ottenere il maggior numero possibile di condizioni operative per gli eiettori in prova, in modo da fornire valide e varie informazioni al modellatore.

Lato macchina, i test sono stati condotti avvalendosi delle funzioni di controllo fornite dal sistema di gestione componenti integrato nella pompa di calore. In particolare, è stato possibile eseguire test selezionando le modalità di lavoro del compressore, dell'eiettore in funzione, dell'organo di laminazione aggiuntivo e della valvola di bypass che gestisce il surriscaldamento in mandata al compressore. Per quanto concerne il gruppo multieiettore, si è operato quasi sempre in modo da attivare un singolo eiettore per volta, in modo da misurare le prestazioni del singolo componente (in termini di coefficiente di trascinamento e di pressure lift) in ogni test.

Dal punto di vista prestazionale, tuttavia, proprio per la specificità dei test effettuati, i dati raccolti non potranno essere considerati come indicativi delle massime prestazioni ottenibili dalla pompa di calore, poiché, in tutti i test, la macchina è stata sempre forzata a lavorare in condizioni diverse dalle ottimali.

I dati ottenuti saranno utilizzati per la validazione di un modello di calcolo, realizzato dall'Università Federico II di Napoli, Dipartimento di Ingegneria Industriale, che dovrà essere in grado di effettuare la stima delle prestazioni ottenibili con pompe di calore che adottano questa soluzione tecnica, sia in condizioni di funzionamento diverse da quelle testate, sia in caso d'impiego di refrigeranti diversi dalla CO₂. La descrizione del modello, il processo di validazione e i risultati dell'impiego del modello sono illustrati nel rapporto tecnico stilato dall'Università di Napoli Federico II nell'ambito della stessa linea di attività afferente questo lavoro [1].

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 *Descrizione dell'impianto sperimentale e attività di potenziamento del "Calorimetro ENEA"*

Prima di descrivere l'attività sperimentale effettuata, si fa un breve cenno alle attività preliminari di potenziamento della camera climatica, realizzate per poter ampliare le condizioni di prova in raffrescamento della pompa di calore aria-acqua in dotazione.

L'impianto "Calorimetro Enea" allestito presso l'edificio F40 del Centro ricerche Enea Casaccia di Roma consente di testare pompe di calore aria-acqua in accordo alla norma UNI-EN 14511. Per il test di pompe di calore si deve poter disporre di condizioni al contorno stabili. Deve cioè essere garantito un flusso d'acqua avviato al condensatore a temperatura e portata fissata e stabile e si deve assicurare un flusso d'aria all'evaporatore anch'esso di portata e temperatura definita e stabile e avente una velocità entro i limiti posti dalle norme.

Il controllo di temperatura e umidità, lato aria, viene ottenuto attraverso una camera climatica, delle caratteristiche e potenzialità di seguito descritte, e attraverso un loop idronico, lato acqua.

La gestione simultanea della camera climatica, del loop idronico e della macchina in test è effettuata attraverso alcuni software che gestiscono separatamente i vari sistemi che costituiscono l'apparato di prova complessivo.

Per quanto riguarda la camera climatica (figura 1), si riportano in tabella 1 le principali caratteristiche tecniche nella configurazione pre e post intervento di potenziamento:



Figura 1 - Camera climatica del CR ENEA Casaccia

Tabella 1 - Principali caratteristiche della camera climatica

Impianto Calorimetro ENEA	
Produttore	Angelantoni
Dimensioni Interne	4,70 m [L] x 5,50 m [P] x 4,60 m [H]
Superficie utile	26 m ²
Volume utile	120 m ³
Temperatura di esercizio	-15°C ÷ 35°C
Umidità Relativa	10% ÷ 95% (controllata da 10°C a 35°C)
Velocità aria	< 1 m/s (UNI EN 14511-3:2011 Appendice A –A.1.2)
Potenza elettrica massima assorbita	80 kW
Potenza frigorifera massima smaltibile	60 kW
Potenza termica massima smaltibile	50 kW (post intervento – ante: 21 kW)

Per lo smaltimento della potenza frigorifera, da effettuarsi in caso di esecuzione di test di pompe di calore in modalità invernale, la camera climatica impiega un gruppo di resistenze elettriche da 60 kW suddivise in 3 pacchi da 20 kW, uno dei quali a potenza modulabile. Per lo smaltimento della potenza termica, immessa in camera climatica dalla pompa di calore durante i test in modalità estiva, la camera climatica impiegava, prima dell'intervento di potenziamento, un gruppo frigorifero (figura 2) della potenza termica nominale di 21 kW.

Senza un potenziamento della camera climatica non sarebbe stato possibile eseguire una estesa campagna di test con il prototipo di pompa di calore a disposizione, perché, in molte condizioni di esercizio, la potenza termica scaricata in camera climatica durante i test superava i 40 kW. L'intervento di potenziamento ha consentito di portare la potenza termica smaltibile ad un massimo di 50 kW, in condizioni climatiche favorevoli e comunque a valori non inferiori a 40 kW nelle altre condizioni di lavoro del condensatore ad aria installato.



Figura 2 - Gruppo Frigorifero da 21 kW pre-intervento di potenziamento

L'intervento di potenziamento è consistito nella sostituzione del compressore e dei relativi accessori, con l'adozione di un compressore Dorin H2000CS da 20 CV, in grado di lavorare con un refrigerante a basso GWP (Global Warming Potential), l'R452A (figura 3).

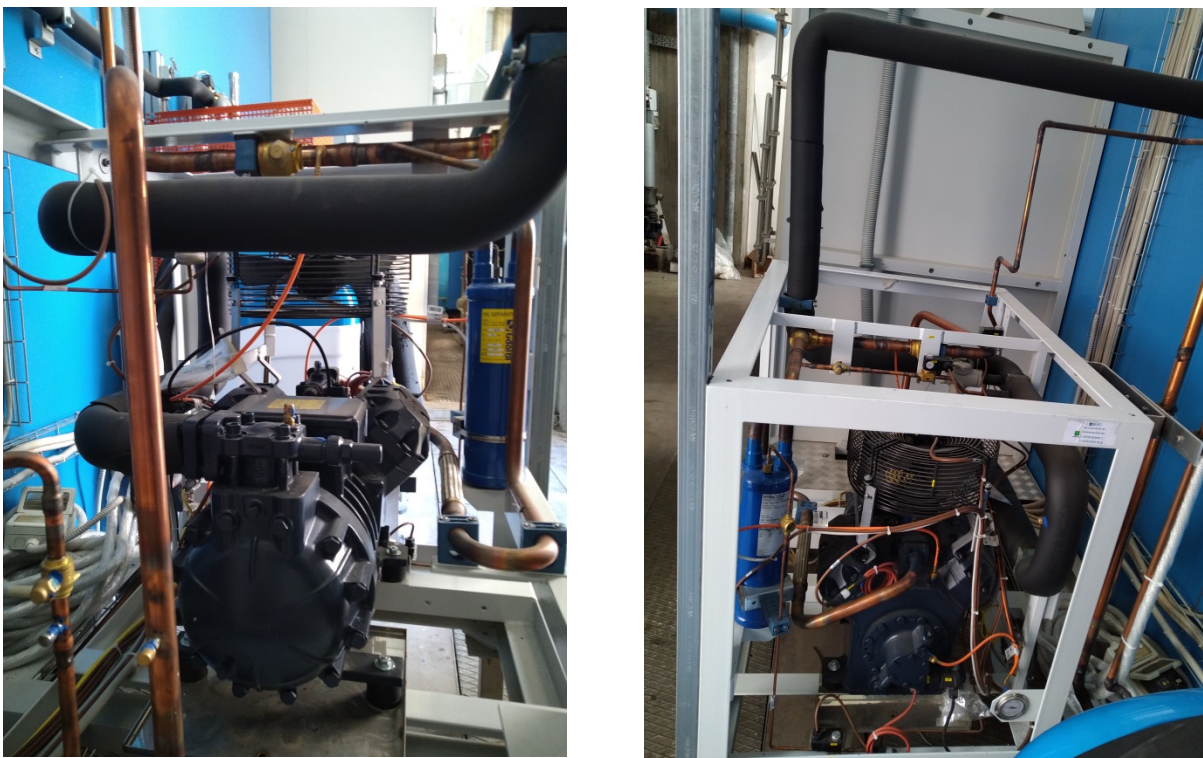


Figura 3 – Gruppo frigorifero potenziato

Oltre al compressore, si è dotato il gruppo frigorifero di un nuovo condensatore ad aria marca Rivacold taglia 20 LT di maggiore potenzialità rispetto al precedente. L'immagine seguente (figura 4) mostra il componente installato nella zona antistante la hall tecnologica che ospita la camera climatica.



Figura 4 – Condensatore ad aria per il potenziamento del gruppo frigorifero

E' stato inoltre installato un nuovo sistema PLC, creato e programmato dal produttore, per consentire la gestione completamente automatica del sistema. Inoltre, per il controllo da postazione remota, è stata installata una nuova versione del software Winkratos, sviluppato da Angelantoni.

Per il corretto funzionamento del nuovo gruppo frigorifero, dopo l'installazione dei componenti, è stata condotta una serie di test di calibrazione, che ha avuto l'obiettivo di settare correttamente i parametri PID

di gestione del gruppo frigo e delle resistenze elettriche in modo da rispettare tutte le prescrizioni delle norme UNI-EN 14511 e UNI-EN 14825 in termini di fluttuazioni ammissibili delle grandezze controllate rispetto ai set-point sia nei test eseguiti in condizioni stazionarie, sia in quelli in condizioni transitorie (prospetto 5 della norma UNI-EN 14511).

Per quanto riguarda l'impianto idronico, si riporta per completezza lo schema d'impianto (figura 5), che non ha comunque subito modifiche rispetto alla precedente configurazione.

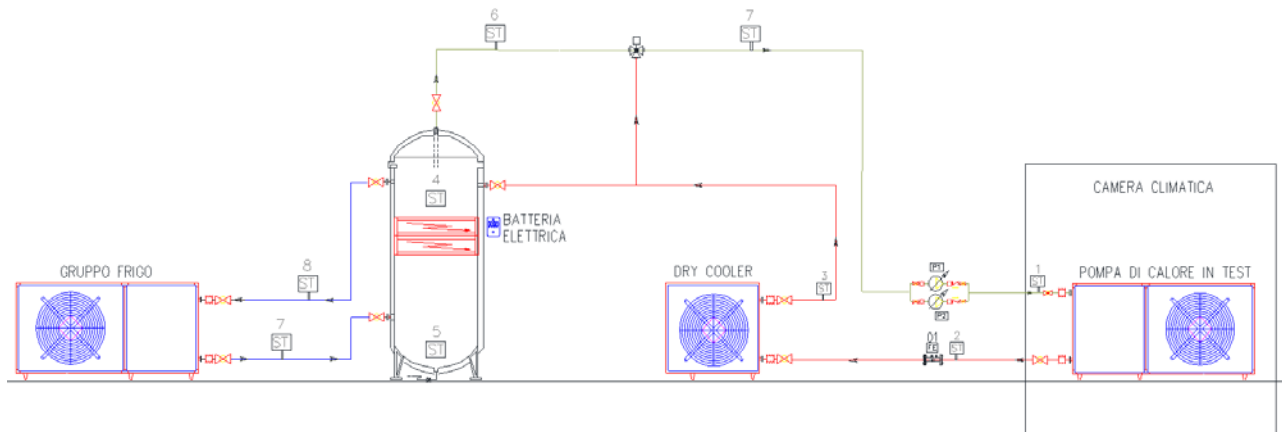


Figura 5 - Schema dell'impianto idronico del "Calorimetro Enea"

I principali componenti del circuito idronico sono:

- Serbatoio d'accumulo da 1000 litri, dotato di resistenze elettriche da 15 kW divise in 2 batterie da 7,50 kW l'una con modulazione della potenza 0 ÷ 100%;
- Due elettropompe di circolazione Grundfos Magna 40-120F con inverter a bordo, installate in parallelo in modo da poter eseguire test con elevate portate d'acqua e ΔT lato acqua di circa 5 °C nel funzionamento in pompa di calore;
- Gruppo Frigo da 8 kW frigoriferi con inverter a bordo;
- Dry-Cooler Alfa-Laval da 60 kW termici con inverter a bordo;
- Valvola miscelatrice a tre vie;
- Addolcitore d'acqua.

2.2 Configurazione macchina in test

La macchina in prova è un prototipo di pompa di calore a CO₂ da 30 kW_{th}, invertibile, dotato di un gruppo multietettore come organo di laminazione. La macchina è stata impiegata sia in configurazione "cooling mode" (in figura 6 sono indicate le zone ad alta, media e bassa pressione lato refrigerante) per i test di condizionamento, sia in configurazione "heating mode" per i test in produzione ACS e riscaldamento (figura 7).

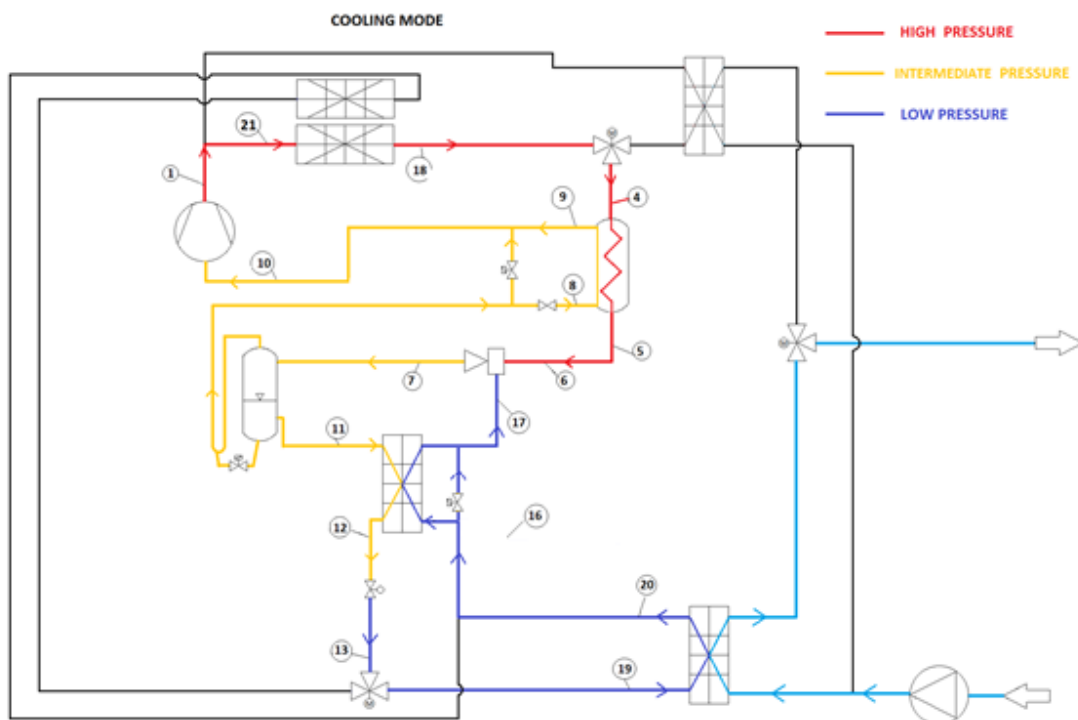


Figura 6 - Schema circuitale PdC “cooling mode” per i test di condizionamento

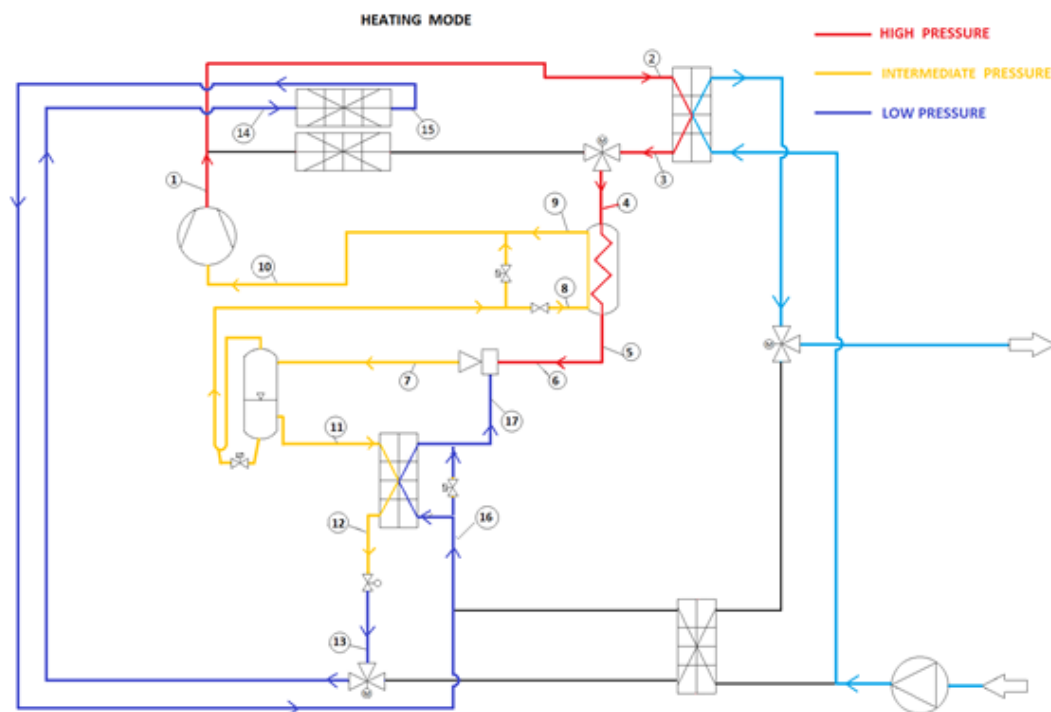


Figura 7 - Schema circuitale PdC “heating mode” per i test in produzione ACS e riscaldamento

Le principali caratteristiche tecniche della pompa di calore riguardano l’impiego di una doppia batteria alettata, di cui un elemento è impiegato come gas-cooler in modalità raffreddamento e l’altro come evaporatore in modalità riscaldamento (figura 8); sono inoltre impiegati due scambiatori a piastre che

operano ognuno nello scambio termico con l'acqua da riscaldare o raffreddare. Il gruppo multi-eiettore è dotato di quattro eiettori singoli aventi le caratteristiche geometriche indicate in tabella 2.

Tabella 2 – Caratteristiche geometriche degli eiettori installati sulla PdC in test

Eiettore	Diametro nozzle d'ingresso [mm]	Angolo d'ingresso	Diametro di gola [mm]	Diametro di uscita [mm]	Angolo d'uscita
1	3,8	30	0,70	0,78	2
2	3,8	30	1,00	1,12	2
3	3,8	30	1,41	1,58	2
4	3,8	30	2,00	2,24	2

L'attivazione degli eiettori, tramite opportuni attuatori elettrici, può essere singola o combinata: è possibile lavorare con 15 combinazioni diverse [1].

All'uscita del gruppo multi-eiettore vi è un serbatoio che funge da separatore di liquido, dalla zona superiore del quale viene aspirato il vapore saturo avviato al compressore, mentre dalla zona inferiore viene estratto il liquido saturo avviato dapprima all'organo di laminazione supplementare, poi agli scambiatori (evaporatore ad aria, in modalità riscaldamento, figura 7, e scambiatore a piastre, in modalità raffreddamento, figura 6) ed infine all'ingresso secondario del gruppo eiettore. Il vapore saturo, invece, prima di giungere al compressore, passa attraverso lo scambiatore IHE (Internal Heat Exchanger) dove aumenta il suo grado di surriscaldamento, per il controllo del quale si è adottata una valvola automatica di bypass, che regola la portata di refrigerante effluente attraverso lo scambiatore stesso.



Figura 8 – Doppia batteria alettata gas-cooler / evaporatore

Per la caratterizzazione degli eiettori, si è dotata la macchina di sensori di temperatura e di pressione ai capi di ogni componente, di cui in tabella 3 sono mostrati gli intervalli di misura e le relative incertezze. Durante i test i principali parametri sono stati acquisiti e processati con il software Labview della National Instruments.

Tabella 3 – Strumentazione ed incertezze di misura

Misure	Intervallo di misura/Unità	Incertezza di misura
Temperatura (K-type)	0/150 °C	± 1,1 K
Temperatura (J-type)	-40/80 °C	± 1,1 K
Pressione	0-60/0-100/0-160 bar	0,08%
Portata volumetrica Acqua	0/200 l/min	0,02% della lettura
Assorbimento elettrico	0/25 kW	Classe di precisione 0,5
Portata di CO ₂	0/0,95 kg/s	± 0,10% della lettura

Una precisazione deve essere fatta riguardo le misure di portata di refrigerante, ottenute con due misuratori di portata e di densità ad effetto Coriolis tipo ELITE modello CMFS050P della EMERSON, in grado di eseguire misure affidabili in presenza di efflusso di refrigerante monofase. Il misuratore della quantità di portata effluente attraverso il compressore è installato a monte dello scambiatore IHE (lato caldo), laddove non si riscontra alcun problema di efflusso bifase per il fluido, né in modalità estiva, né in modalità invernale. Per la misura della portata aspirata dall’ugello secondario dell’eiettore per i quali erano stati predisposti due possibili punti di misura (subito prima dell’organo di laminazione ausiliario e subito a monte dell’ingresso del secondario dell’eiettore), si presenta invece la problematica che lo scambiatore recuperatore, posto dopo il separatore di liquido, in molte condizioni di esercizio lavora in modo da riscaldare il liquido sottoraffreddato proveniente dal separatore, portandolo in condizioni di efflusso bifase. Nello stesso tempo, lo stesso recuperatore provoca, in certi casi, un leggero raffreddamento del fluido proveniente dall’evaporatore e quindi l’insorgere del bifase anche in questo ramo, se il surriscaldamento in uscita evaporatore (in modalità heating) o in uscita batteria alettata (in modalità cooling) è prossimo allo zero. D’altra parte, anche l’impiego del bypass del recuperatore mostrato in figura 6 e 7 non ha consentito di ottenere una misura di portata affidabile in alcune condizioni di prova. In definitiva, si è riscontrata una certa difficoltà ad ottenere in tutti i test eseguiti la misura corretta della portata secondaria, comunque si disponesse il misuratore tra le due postazioni predisposte, né, d’altra parte, sarebbe stato possibile individuare altre posizioni che garantissero la corretta misura con un misuratore monofase in ogni condizione di prova.

Per ovviare a questa difficoltà, per il calcolo della portata effluente al secondario si è operato quindi attraverso un bilancio di energia. In particolare, in modalità riscaldamento si è determinata dapprima la potenza termica scambiata all’evaporatore (Q_{EV}), su un volume di controllo comprendente tutta la macchina.

$$Q_{EV} = Q_{GC} - W_{cp} \tag{1}$$

In cui Q_{GC} è la potenza termica scambiata al gas-cooler, misurata lato acqua, essendo misurate la portata volumetrica e il ΔT dell’acqua in questo scambiatore, e W_{cp} la potenza assorbita dal compressore, ottenuta sottraendo gli assorbimenti dei ventilatori, degli ausiliari e della pompa di circolazione a bordo macchina all’assorbimento elettrico totale misurato della pompa di calore.

Gli assorbimenti dei ventilatori, degli ausiliari e della pompa di circolazione sono stati preventivamente misurati in diverse condizioni di esercizio di questi componenti. Ad esempio, per l’assorbimento dei ventilatori sono stati interpolati i dati misurati, ottenendo la correlazione e l’andamento dell’assorbimento riportato in figura 9:

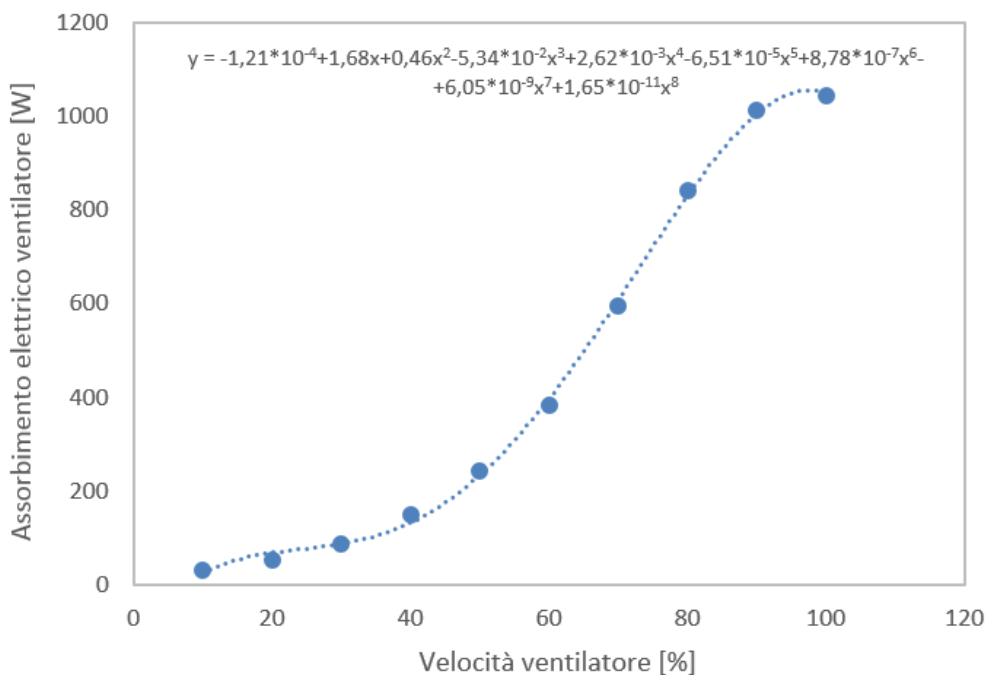


Figura 9 – Assorbimento elettrico ventilatori

Noto il carico termico all'evaporatore Q_{EV} , con la correlazione (1), si è successivamente utilizzata l'equazione (2) per il calcolo della portata secondaria \dot{m}_{sf} , applicando il bilancio di energia ad un volume di controllo che comprende l'evaporatore, la valvola di laminazione elettronica e lo scambiatore recuperatore:

$$\dot{m}_{sf} = Q_{EV} / (h_{in\ SR_h} - h_{in\ EJ_sf}) \quad (2)$$

dove:

- $h_{in\ SR_h}$ è l'entalpia del refrigerante in ingresso allo scambiatore sottoraffreddatore lato caldo; tale punto coincide con l'uscita dal separatore di liquido e quindi lo stato termodinamico della CO_2 è sempre corrispondente a quello di liquido saturo;
- $h_{in\ EJ_sf}$ è l'entalpia del refrigerante in ingresso al suction nozzle dell'eiettore valutata con Refprop da misure dirette di temperatura e pressione.

In modalità raffrescamento, per la stima della portata secondaria è stata impiegata sempre l'equazione (2), con la semplificazione che Q_{EV} è noto direttamente, in quanto l'evaporatore è costituito dallo scambiatore a piastre che scambia calore direttamente con l'acqua, di cui è nota la portata elaborata e il salto termico.

La valutazione dell'incertezza sul calcolo delle portate sul secondario con tale metodo ha indicato valori compresi tra 0.1 e 0.5%, quindi ampiamente entro i limiti di accettabilità per la caratterizzazione del gruppo multieiettore.

2.3 Matrice di prova

Come sopra spiegato, nella campagna sperimentale realizzata nella seconda annualità del presente Piano Triennale di Realizzazione, sono stati realizzati test in modalità raffrescamento, in produzione ACS e numerosi test aggiuntivi in modalità riscaldamento, che vanno ad aggiungersi a quelli realizzati in una precedente campagna di test [2].

2.3.1 Test in modalità raffrescamento

Dopo il potenziamento della camera climatica, sono stati eseguiti 28 test in modalità raffrescamento. Di questi, 21 sono stati eseguiti impostando un salto termico di circa 5 °C lato acqua con ingresso a 12 °C. La

matrice di prova è stata definita da ENEA ed UNINA nell'ottica della caratterizzazione dei singoli eiettori, in modo da ottenere informazioni utili alla realizzazione del modello realizzato da UNINA [1].

I principali dati caratterizzanti i 28 test sono raccolti in tabella 3. Eccezion fatta per il primo test, tutti gli altri sono stati eseguiti con gli eiettori 3 o 4 attivi, in quanto, in queste modalità operative, non è stato possibile eseguire test con gli eiettori con sezione di gola minore per l'eccessivo incremento della pressione di esercizio, che tendeva a superare il limite operativo della pompa di calore (120 bar).

Tabella 3. Matrice di prova - raffrescamento

N° prova	T _{w,in}	T _{w,out}	T _{amb}	f	eietttore	pcp	T _{ev}	Q _{EV}	W _{CP}	EER _{CP}	p _{lift}	μ	η _{ej}
[#]	[°C]	[°C]	[°C]	[Hz]	[#]	[bar]	[°C]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	11,7	7,5	34,3	50	Ej 1/2/3/4	89,8	1,40	18,59	7,08	2,62	1,14	-	-
2	11,5	5,4	34,5	50	Ej4	103,1	-1,01	25,39	11,47	2,21	1,11	0,51	0,21
3	11,9	7,0	34,2	50	Ej4	95,6	-6,69	21,21	10,42	2,04	1,16	0,45	0,26
4	11,9	5,2	34,9	50	Ej4	104,7	-0,36	25,63	11,64	2,20	1,10	0,52	0,19
5	12,2	5,8	34,4	46	Ej4	100,9	0,64	24,60	10,08	2,44	1,10	0,53	0,19
6	12,4	5,7	34,1	46	Ej4	102,6	1,75	25,48	11,09	2,30	1,10	0,57	0,20
7	12,1	6,2	34,4	44	ej4	97,6	-0,23	23,10	9,16	2,52	1,12	0,52	0,25
8	12,3	6,8	35,2	44	ej4	86,7	-13,61	17,97	8,39	2,14	1,20	0,51	0,25
9	12,3	7,8	34,6	44	Ej4	89,1	-11,83	14,91	8,27	1,80	1,21	0,37	0,23
10	12,1	8,3	34,4	44	Ej3	91,7	-16,44	11,71	8,14	1,44	1,14	0,35	0,15
11	12,0	7,7	34,5	44	Ej3	93,4	-12,87	12,29	8,35	1,47	1,06	0,40	0,07
12	12,1	7,8	34,4	44	Ej3	93,6	-12,02	12,36	8,37	1,48	1,04	0,41	0,05
13	12,1	8,0	34,4	50	Ej3	92,1	-15,52	11,60	9,27	1,25	1,03	0,37	0,03
14	12,1	7,4	34,6	44	Ej3	101,4	-9,22	15,74	9,63	1,63	1,07	0,43	0,09
15	11,9	7,1	34,6	50	Ej3	100,2	-12,04	15,30	10,87	1,41	1,05	0,40	0,06
16	12,1	8,4	34,7	50	Ej3	91,4	-19,39	11,45	9,14	1,25	1,14	0,33	0,12
17	11,8	8,6	34,6	60	Ej3	89,0	-24,92	9,94	10,85	0,92	1,14	0,28	0,09
18	23,1	18,8	34,8	40	Ej3	104,1	-4,57	17,44	8,50	2,05	1,05	0,47	0,08
19	23,0	18,9	34,8	40	Ej3	102,9	-6,36	16,79	8,52	1,97	1,08	0,46	0,14
20	22,9	17,5	34,7	40	Ej4	94,7	0,68	21,99	7,78	2,83	1,13	0,50	0,29
21	23,1	16,4	34,7	40	Ej4	100,6	5,52	25,55	8,34	3,06	1,10	0,56	0,26
22	20,0	13,5	34,8	40	Ej4	102,2	6,68	26,24	8,52	3,08	1,09	0,58	0,23
23	12,0	5,5	34,4	46	Ej4	101,1	0,89	25,23	10,10	2,50	1,10	0,55	0,20
24	12,3	7,3	34,6	46	Ej4	89,8	-11,62	15,85	9,33	1,70	1,20	0,38	0,24
25	11,8	5,9	34,6	46	Ej4	98,6	-1,29	23,66	9,80	2,41	1,13	0,51	0,26
26	23,1	19,6	34,7	40	Ej3	95,2	-12,57	14,08	7,65	1,84	1,15	0,41	0,20
27	23,2	17,6	34,6	50	Ej4	95,5	-4,67	22,87	10,46	2,19	1,15	0,44	0,25
28	12,5	6,1	34,7	50	Ej4	100,6	-0,83	25,81	11,18	2,31	1,12	0,52	0,26

La tabella riporta le seguenti informazioni:

- Temperature dell'acqua in ingresso (T_{w,in}, °C) e in uscita (T_{w,out}, °C) dalla PdC;
- Temperatura dell'aria (T_{amb}, °C);
- Frequenza dell'inverter del compressore (f, Hz);
- Eietttore utilizzato;
- Pressione di mandata compressore (p_{cp}, bar)
- Temperatura di evaporazione (T_{ev}, °C);
- Carico termico all'evaporatore (Q_{EV}, kW);
- Potenza assorbita dal compressore (W_{cp}, kW);
- EER (Energy Efficiency Ratio), calcolato come rapporto tra Q_{EV} e W_{cp};
- Pressure lift, p_{lift};
- Rapporto di trascinamento μ;
- Rendimento isentropico dell'eietttore, η_{ej};

Le grandezze della tabella, che caratterizzano il funzionamento dell'eietttore, sono calcolate secondo le definizioni seguenti:

- Pressure lift p_{lift} : dato dal rapporto tra la pressione in uscita dal primario dell'eiettore (p_{outEJ}) e la pressione in ingresso del fluido secondario (p_{inEJ_sf}):

$$p_{lift} = \frac{p_{outEJ}}{p_{inEJ_sf}} \quad (3)$$

- Rapporto di trascinamento di massa μ : è dato dal rapporto tra la portata di fluido al secondario (m_{sf}) e la portata di fluido al primario (m_{pf}) e misura la capacità dell'eiettore di aspirare fluido dall'evaporatore:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{sf}}{\dot{m}_{pf}} \quad (4)$$

Esse consentono di quantificare l'entità dei due effetti generati dall'impiego dell'eiettore al posto di un organo di espansione convenzionale, ovvero: il recupero di pressione tra quella di evaporazione (corrispondente, a parte le perdite di carico, alla pressione del fluido in ingresso al secondario) e quella di ingresso compressore (corrispondente alla pressione in uscita dall'eiettore) e l'aspirazione di una adeguata portata di fluido dal secondario, che determina la capacità termica (in riscaldamento o raffreddamento, a seconda della funzione della batteria alettata).

Poiché questi due parametri s'influenzano a vicenda (all'aumentare della portata trascinata si riduce il recupero di pressione e viceversa), si ricorda che in letteratura tecnica sono stati proposti anche altri parametri per la stima delle prestazioni dell'eiettore [2].

Un importante parametro per valutare le prestazioni dell'eiettore è l'efficienza η_{ej} , definito [3] come rapporto tra la potenza recuperata dall'eiettore, W_{rec} (definita dall'equazione 8), e la massima potenza recuperabile $W_{rec,max}$ (equazione 6):

$$\eta_{ej} = \frac{\dot{W}_{rec}}{\dot{W}_{rec,max}} \quad (5)$$

Per il suo calcolo, Elbel [3] ha proposto un metodo per il quale non fosse necessario conoscere le pressioni interne dell'eiettore, in modo da calcolarlo conoscendo unicamente variabili provenienti da misurazioni sperimentali esterne all'eiettore stesso.

Con riferimento al piano p-h di figura 10, in cui sono indicati i punti relativi allo stato del refrigerante impiegati per il calcolo dell'efficienza dell'eiettore, Elber ha calcolato la potenza massima recuperabile, definita a rigore con la seguente:

$$\dot{W}_{rec,max} = \dot{m}_{pf} \int_B^A T_{diff,out} ds \quad (6)$$

attraverso la relazione:

$$\dot{W}_{rec,max} = \dot{m}_{pf}(h_A - h_B) \quad (7)$$

In cui A e B rappresentano rispettivamente i punti di fine trasformazione isentalpica e isentropica a partire dalla condizione del fluido in ingresso al primario dell'eiettore fino alla pressione di uscita eiettore.

Per quanto riguarda la potenza recuperata attraverso la trasformazione isentropica D-C, in cui D rappresenta lo stato termodinamico in ingresso al secondario dell'eiettore e C quello in uscita dallo stesso, essa è definita come:

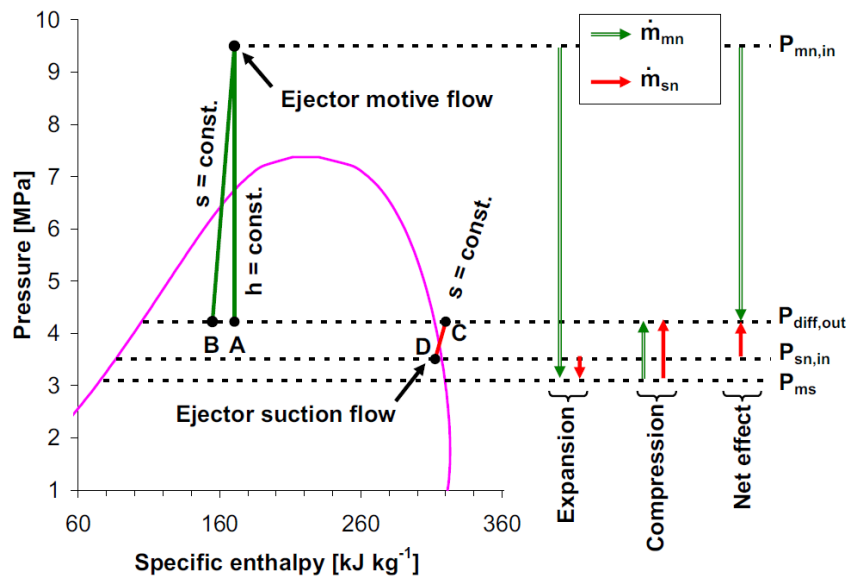


Figura 10. Espansione del flusso primario e compressione del flusso secondario all'interno di un eiettore bifase ad R744 [3]

$$\dot{W}_{rec} = \dot{m}_{sf} \int_D^C v(P) dP \quad (8)$$

Assumendo la compressione del flusso secondario che avviene nell'eiettore come isentropica ed adiabatica ($ds=0$), si deduce la seguente relazione per il calcolo della potenza recuperata:

$$\dot{W}_{rec} = \dot{m}_{sf} (h_C - h_D) \quad (9)$$

Combinando la (7) e la (9), si ottiene infine l'espressione seguente per il rendimento dell'eiettore, che comprende tutte grandezze misurabili all'esterno dell'eiettore stesso:

$$\eta_{ej} = \mu \cdot \frac{h_C - h_D}{h_A - h_B} \quad (10)$$

In tabella 3 sono riportati i valori di efficienza dell'eiettore calcolati con la correlazione (10): i valori ottenuti oscillano tra 0,03 e 0,29.

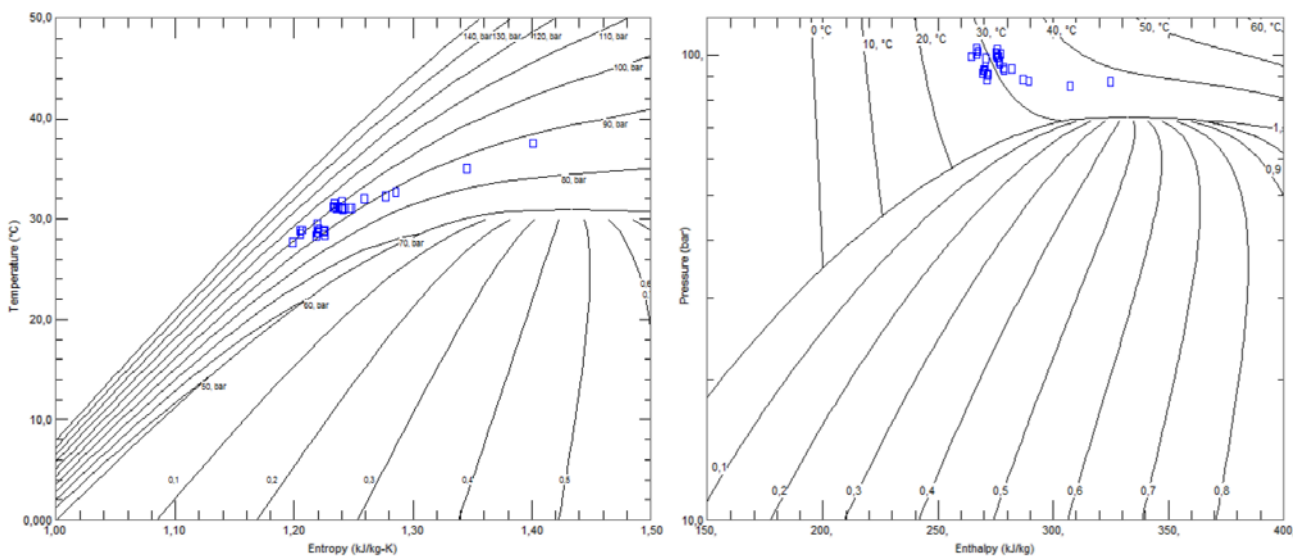


Figura 11 – Condizioni termodinamiche del refrigerante ingresso primario dell’eiettore – test raffreddamento
a) su diagramma T-s; b) su diagramma p-h

La figura 11 mostra lo stato termodinamico della CO₂ in corrispondenza dell’ingresso primario dell’eiettore. Si rileva dai due diagrammi che una parte dei test (12) sono stati eseguiti in condizioni di ingresso sottoraffreddato, essendo la temperatura del fluido inferiore a quella critica, mentre il resto è stato eseguito con il fluido in condizioni transcritiche (pressione e temperatura superiori ai valori critici).

La figura 12 mostra lo stato termodinamico del fluido refrigerante in ingresso al secondario dell’eiettore su diagramma T-s.

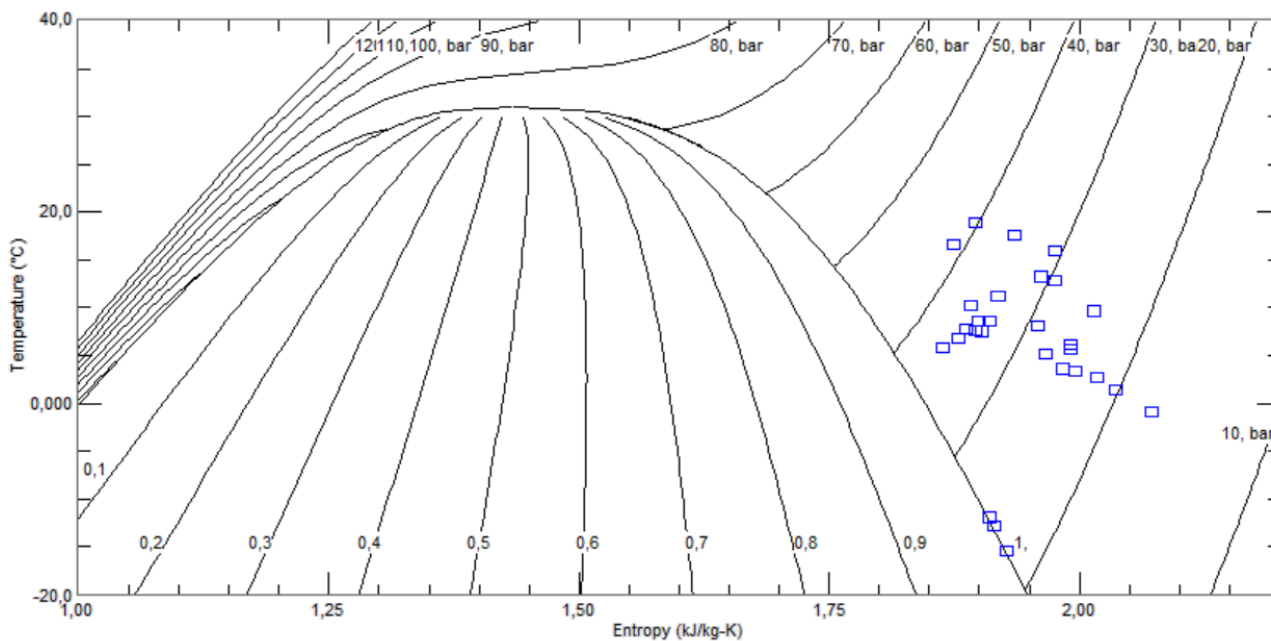


Figura 12– Stato termodinamico della CO₂ ingresso secondario su diagramma T-s – test raffreddamento

Si rileva un’ampia variabilità delle condizioni della CO₂ in questo punto del circuito nei vari test: la temperatura varia da -3 °C circa a +18 °C, a parte tre test condotti con l’eiettore 3 attivo, nei quali si è ottenuta una temperatura della CO₂ dell’ordine di -15°C ed uno stato termodinamico prossimo al vapore saturo.

2.3.2 Test in produzione acqua calda sanitaria

Ricordando che i test condotti in questa campagna sperimentale hanno lo scopo principale di caratterizzare il funzionamento degli eiettori, si conviene di considerare in questo lavoro come test per produzione ACS quelli caratterizzati da un salto termico di almeno 30°C e temperatura dell'acqua in uscita di almeno 55 °C. Con questa assunzione, la tabella 4 mostra i valori delle principali grandezze misurate e calcolate caratteristiche dei 53 test, tra quelli condotti in modalità riscaldamento, che possono essere catalogati nella tipologia "produzione Acqua Calda Sanitaria". Le grandezze riportate in tabella sono le medesime della tabella precedente, eccetto il COP (Coefficient Of Performance), che indica l'efficienza di riscaldamento della pompa di calore, calcolato come rapporto tra la potenza termica generata al gas-cooler Q_{GC} (o, in generale, al condensatore) e la potenza termica necessaria per generarlo, W_{CP} .

Tabella 4. Matrice di prova – produzione ACS

N° prova	$T_{w,in}$	$T_{w,out}$	T_{amb}	f	eietto re	pcp	Tev	Q_{GC}	W_{CP}	COP_{CP}	p_{lift}	μ	η_{ej}
[#]	[°C]	[°C]	[°C]	[Hz]	[#]	[bar]	[°C]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	29,9	59,81	-0,02	50	Ej4	86,8	-6,9	28,3	11,2	2,51	1,12	0,47	0,16
2	30,2	60,27	0,07	50	Ej3	90,0	-12,2	27,3	11,1	2,45	1,03	0,50	0,12
3	30,0	60,27	-0,11	40	Ej3	90,0	-7,6	23,7	9,2	2,59	1,03	0,54	0,12
4	30,5	60,13	-0,04	40	Ej3	90,2	-7,7	23,5	9,2	2,56	1,03	0,53	0,12
5	30,6	60,27	0,04	40	Ej3	89,7	-7,7	23,4	9,1	2,57	1,03	0,53	0,11
6	30,5	58,54	0,21	40	Ej3	84,9	-6,9	21,9	8,7	2,52	1,03	0,48	0,11
7	30,1	59,82	19,2	40	Ej3	97,6	6,1	37,2	10,0	3,70	1,07	0,70	0,20
8	30,2	60,46	6,86	40	Ej3	88,8	-0,6	26,2	9,2	2,86	1,06	0,53	0,12
9	29,9	59,83	6,89	50	Ej3	90,5	-3,6	33,7	11,8	2,87	1,04	0,58	0,10
10	30,1	60,06	0,33	50	Ej3	82,5	-9,9	23,6	10,6	2,22	1,06	0,41	0,07
11	29,9	59,98	-6,97	50	Ej3	79,1	-19,0	17,3	9,7	1,79	1,07	0,31	0,05
12	29,5	58,96	-15,5	50	Ej3	73,6	-23,5	13,1	8,8	1,49	1,08	0,21	0,03
13	30,2	60,07	7,03	50	Ej3	90,0	-4,3	33,1	11,7	2,84	1,05	0,58	0,11
14	29,9	59,63	0,36	50	Ej3	79,7	-18,1	19,0	9,8	1,94	1,06	0,37	0,05
15	29,8	59,19	-15,2	50	Ej3	78,7	-19,0	17,6	9,6	1,83	1,07	0,33	0,05
16	30,0	59,97	-6,88	50	Ej3	83,1	-13,5	22,8	10,4	2,18	1,06	0,43	0,06
17	30,2	60,15	0,17	50	Ej3	85,0	-8,0	26,6	11,0	2,43	1,05	0,47	0,08
18	30,2	60,13	15,0	50	Ej3	93,1	-2,4	37,0	12,1	3,06	1,04	0,59	0,12
19	30,3	60,19	15,0	50	Ej3	93,7	-1,9	37,2	12,2	3,06	1,04	0,59	0,11
20	30,2	60,09	20,1	40	Ej 1/3	97,2	4,4	36,0	10,0	3,60	1,04	0,68	0,15
21	30,8	60,40	6,86	50	Ej 1/3	93,5	-3,1	35,8	12,1	2,95	1,04	0,60	0,10
22	30,6	59,59	6,88	60	Ej 1/3	90,7	-7,8	36,3	14,3	2,53	1,04	0,53	0,08
23	30,4	60,45	6,90	50	Ej 1/3	92,1	-4,0	34,8	11,9	2,92	1,04	0,58	0,10
24	28,2	63,29	6,19	60	Ej 3/4	84,2	-4,9	33,3	13,7	2,44	1,15	0,29	0,14
25	29,8	60,02	6,91	50	Ej3	89,4	-8,5	30,4	11,4	2,67	1,03	0,55	0,06
26	30,0	60,12	3,79	50	Ej4	86,1	-7,5	29,2	11,2	2,61	1,15	0,47	0,21
27	29,9	59,84	-0,02	50	Ej3	87,5	-10,8	27,7	11,1	2,50	1,04	0,52	0,07
28	29,9	60,53	-4,87	50	Ej3	85,3	-14,8	24,0	10,6	2,25	1,07	0,46	0,10
29	29,9	59,90	-4,76	50	Ej4	79,7	-15,6	21,3	10,3	2,06	1,21	0,33	0,16
30	30,6	60,95	-9,65	50	Ej4	76,9	-19,2	17,8	9,9	1,80	1,24	0,26	0,14
31	20,4	60,51	12,1	50	Ej4	85,1	-1,9	36,8	11,1	3,30	1,09	0,59	0,22
32	26,0	61,05	14,9	60	Ej4	89,9	-1,2	45,3	14,5	3,11	1,07	0,64	0,18
33	19,9	61,10	6,91	50	Ej3	80,9	-15,2	25,0	10,1	2,47	1,03	0,52	0,05
34	14,3	60,00	11,8	60	Ej4	76,2	-11,5	34,4	12,3	2,79	1,10	0,58	0,19
35	15,8	54,34	11,6	50	Ej4	71,4	-14,7	25,4	9,4	2,70	1,14	0,51	0,20
36	30,3	60,10	29,8	50	Ej4	99,8	6,1	48,3	13,0	3,70	1,07	0,66	0,26
37	30,3	60,00	6,91	50	Ej3	87,7	-10,9	27,8	11,1	2,52	1,03	0,53	0,05
38	30,2	60,13	3,96	50	Ej4	85,6	-8,5	28,8	11,1	2,59	1,15	0,49	0,20
39	29,9	59,95	0,11	50	Ej3	87,1	-11,3	27,4	11,0	2,50	1,03	0,55	0,05
40	29,9	60,60	-4,90	50	Ej3	84,6	-15,9	23,2	10,4	2,22	1,06	0,48	0,07
41	20,5	59,94	12,1	50	Ej4	81,9	-5,7	33,5	10,7	3,12	1,11	0,56	0,24
42	29,5	59,60	1,98	30	Ej2	77,6	-21,4	10,4	6,0	1,74	1,13	0,28	0,10
43	34,7	65,24	11,9	30	Ej2	85,6	-19,3	12,1	6,6	1,83	1,17	0,33	0,17
44	19,5	78,48	-6,88	50	Ej4	81,9	-16,8	21,9	8,5	2,56	1,22	0,42	0,19
45	20,1	78,03	-6,88	50	Ej3	80,4	-26,4	16,5	5,0	3,27	1,05	0,54	0,06

N° prova	T _{w,in}	T _{w,out}	T _{amb}	f	eietto re	pcp	T _{ev}	Q _{GC}	W _{CP}	COP _{CP}	ρ _{lift}	μ	η _{ej}
46	19,1	78,70	-6,93	50	Ej3	84,0	-16,7	21,6	8,4	2,57	1,05	0,48	0,06
47	20,6	57,00	-6,83	50	Ej2	68,7	-38,3	12,8	5,0	2,57	1,01	0,57	0,01
48	20,2	81,18	2,01	50	Ej4	92,0	-6,0	29,8	9,5	3,14	1,15	0,52	0,22
49	19,9	79,50	2,02	50	Ej4	89,1	-8,8	28,2	9,3	3,02	1,17	0,50	0,22
50	19,8	79,66	2,00	50	Ej3	88,6	-15,3	24,3	8,9	2,74	1,07	0,51	0,09
51	19,9	64,67	2,30	50	Ej2	69,8	-36,0	18,0	5,1	3,55	1,02	0,75	0,03
52	20,5	80,02	11,9	50	Ej3	90,7	-11,1	26,9	9,2	2,93	1,04	0,52	0,07
53	20,7	78,56	11,9	50	Ej3	89,1	-12,7	24,4	8,9	2,74	1,05	0,47	0,08

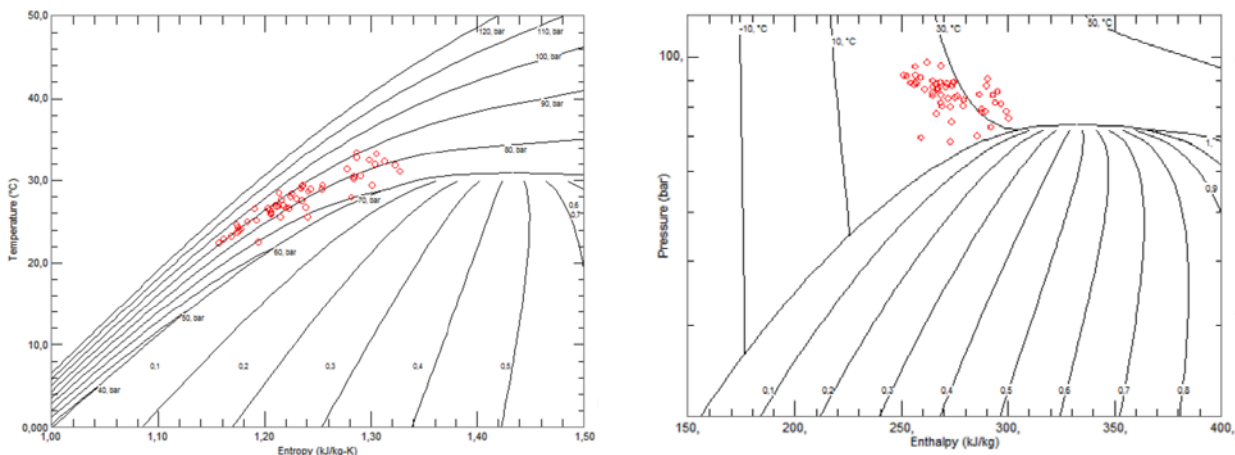


Figura 13 – Condizioni termodinamiche del refrigerante ingresso primario dell'eietto re per i test ACS
a) su diagramma T-s; b) su diagramma p-h

La figura 13 mostra lo stato termodinamico della CO₂ in corrispondenza dell'ingresso primario dell'eietto re per i test di produzione ACS. In questo caso, 44 test sono stati eseguiti con il fluido sottoraffreddato in ingresso del primario e i rimanenti 9 sono stati eseguiti con il fluido in condizioni transcritiche.

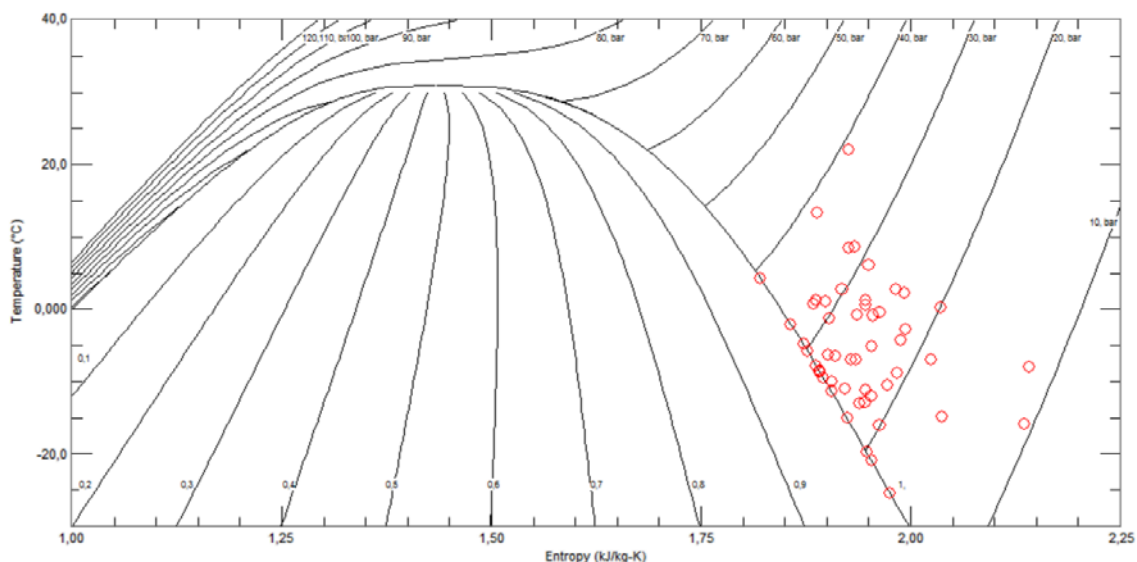


Figura 14– Stato termodinamico della CO₂ ingresso secondario su diagramma T-s – test ACS

La figura 14 mostra lo stato termodinamico del fluido refrigerante in ingresso al secondario dell'eietto re su diagramma T-s per i test in produzione ACS.

Anche in questo caso, si è ottenuta un'ampia variabilità delle condizioni della CO₂ in questo punto agendo sugli organi gestibili dall'operatore: la temperatura varia da -25 °C circa a +20 °C. Si segnala che in alcuni test lo stato termodinamico è prossimo a quello del vapore saturo, non ottimale per il corretto

funzionamento dell'eiettore. L'instaurarsi di tale condizione è dovuto, in molti casi, all'insufficiente (o addirittura inverso, rispetto all'atteso) contributo dello scambiatore recuperatore, costretto a lavorare molto al di fuori delle condizioni di progetto. Ad ogni modo, i test con fluido in uno stato termodinamico troppo prossimo alla curva limite superiore non sono stati considerati da UNINA per la modellazione dell'eiettore.

2.3.3 Test aggiuntivi in modalità riscaldamento

Sono stati eseguiti 61 nuovi test in modalità catalogabile come "riscaldamento", considerando anche la convenzione stabilita all'inizio del paragrafo precedente, riguardo alla possibilità di considerarli rappresentativi della modalità di produzione ACS. Tuttavia, alcuni dei test sotto riportati presentano un salto termico elevato a partire da bassi valori di temperatura iniziale. Tali condizioni possono verificarsi, ad esempio, in impianti di produzione ACS con serbatoio di accumulo stratificato.

Tabella 5. Matrice di prova – Riscaldamento

N° prova	T _{w,in}	T _{w,out}	T _{amb}	f	eiettore	pcp	T _{ev}	Q _{GC}	W _{CP}	COP _{CP}	p _{lift}	μ	η _{ej}
[#]	[°C]	[°C]	[°C]	[Hz]	[#]	[bar]	[°C]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	40,1	60,1	11,9	40	Ej4	99,7	4,7	28,6	10,3	2,77	1,12	0,50	0,19
2	40,1	60,3	11,8	40	Ej4	100,0	4,7	28,7	10,3	2,78	1,12	0,50	0,19
3	19,8	49,3	7,0	50	Ej3	74,0	-11,3	26,5	9,7	2,73	1,02	0,50	0,06
4	23,8	43,6	7,1	50	Ej3	74,0	-11,2	26,7	9,7	2,76	1,02	0,51	0,05
5	26,7	41,4	14,1	40	Ej3	74,9	-12,3	20,0	7,7	2,58	1,05	0,50	0,09
6	39,9	59,6	0,2	50	Ej3	93,6	-16,4	22,2	11,4	1,96	1,14	0,38	0,12
7	21,2	46,8	12,2	60	Ej4	77,2	-4,4	41,6	12,6	3,29	1,05	0,62	0,15
8	13,4	29,5	5,1	60	Ej4	61,0	-14,3	32,3	10,1	3,19	1,06	0,58	0,14
9	13,4	24,8	5,2	50	Ej4	58,5	-10,9	30,3	7,9	3,83	1,04	0,65	0,15
10	33,0	42,5	28,0	40	Ej3	83,7	-13,4	25,6	10,5	2,44	1,03	0,48	0,05
11	30,1	54,3	34,8	60	Ej4	90,6	0,8	48,7	14,7	3,32	1,08	0,60	0,24
12	39,9	60,3	-15,7	50	Ej4	79,4	-22,5	14,2	10,0	1,42	1,31	0,15	0,08
13	40,1	59,9	11,9	50	Ej4	94,7	-7,1	28,8	12,3	2,35	1,19	0,44	0,20
14	11,9	17,1	-0,1	50	Ej3	51,1	-30,5	15,5	6,7	2,31	1,03	0,35	0,04
15	13,2	18,9	0,2	50	Ej3	52,5	-29,7	16,9	8,3	2,03	1,03	0,34	0,03
16	12,4	42,9	34,7	60	Ej4	68,6	-10,2	36,4	11,2	3,23	1,06	0,56	0,15
17	12,6	42,8	35,0	50	Ej4	69,9	-4,4	36,6	9,2	3,98	1,05	0,62	0,18
18	13,0	43,8	34,9	40	Ej4	72,8	3,1	35,3	7,2	4,91	1,04	0,65	0,22
19	19,9	39,3	14,9	40	Ej2	65,6	-33,7	8,7	5,8	1,51	1,01	0,23	0,01
20	40,0	59,6	-15,5	50	Ej4	80,8	-22,3	14,7	10,2	1,45	1,31	0,16	0,08
21	20,4	44,2	11,9	30	Ej2	70,5	-22,7	10,9	5,3	2,04	1,01	0,40	0,01
22	25,5	48,9	12,0	30	Ej2	76,2	-19,2	11,5	5,8	1,99	1,01	0,39	0,01
23	34,3	47,5	12,0	40	Ej2	77,3	-20,9	11,1	7,4	1,50	1,01	0,20	0,01
24	34,9	44,3	1,8	30	Ej2	83,4	-14,7	12,2	6,4	1,89	1,01	0,38	0,01
25	34,9	45,7	2,1	30	Ej2	83,6	-8,0	14,9	6,7	2,23	1,01	0,44	0,02
26	29,8	40,4	-6,3	30	Ej2	77,4	-31,4	7,9	5,0	1,57	1,01	0,26	0,01
27	25,0	37,4	-6,9	30	Ej2	66,8	-17,7	9,3	5,3	1,74	1,12	0,23	0,10
28	24,2	34,5	-6,8	30	Ej2	66,0	-18,2	8,9	5,2	1,70	1,04	0,23	0,03
29	39,8	59,4	-6,9	30	Ej2	92,9	-15,0	12,6	7,2	1,75	1,13	0,31	0,12
30	39,9	55,2	-6,9	30	Ej2	91,2	-15,6	12,3	7,1	1,73	1,13	0,30	0,12
31	40,0	49,6	-6,9	30	Ej2	90,7	-16,0	12,0	7,1	1,70	1,14	0,29	0,12
32	39,6	49,0	-14,7	30	Ej2	79,6	-21,9	7,1	6,1	1,17	1,15	0,07	0,03
33	39,9	60,8	-14,7	30	Ej2	87,1	-17,6	10,4	6,9	1,52	1,24	0,20	0,12
34	40,5	55,3	7,1	30	Ej2	91,8	-12,1	12,6	7,1	1,76	1,04	0,30	0,03
35	40,3	60,2	7,1	30	Ej2	90,5	-15,0	13,1	7,2	1,82	1,24	0,30	0,20
36	40,0	59,6	11,7	30	Ej2	90,0	-15,5	13,0	7,1	1,82	1,24	0,30	0,21
37	29,4	53,7	6,9	30	Ej2	75,3	-21,6	10,2	5,8	1,76	1,13	0,29	0,11
38	30,0	53,9	-6,9	30	Ej2	74,4	-26,7	8,2	5,6	1,47	1,17	0,19	0,07
39	29,7	55,9	12,0	30	Ej2	76,6	-22,2	10,4	5,9	1,77	1,14	0,29	0,12
40	30,4	58,2	19,7	30	Ej2	78,8	-22,1	11,0	6,0	1,82	1,17	0,31	0,16
41	30,4	58,4	24,7	30	Ej2	78,8	-22,1	11,1	6,1	1,83	1,18	0,31	0,18
42	34,6	63,8	19,8	30	Ej2	82,2	-19,2	11,5	6,4	1,81	1,17	0,31	0,17
43	25,4	36,9	-6,9	30	Ej2	70,0	-17,1	11,3	5,5	2,05	1,02	0,35	0,02

N° prova	T _{w,in}	T _{w,out}	T _{amb}	f	eiettore	pcp	T _{ev}	Q _{GC}	W _{CP}	COP _{CP}	p _{lift}	μ	η _{ej}
44	25,1	37,2	-6,7	30	Ej2	67,6	-26,4	8,0	5,2	1,55	1,11	0,21	0,06
45	25,3	49,9	7,3	30	Ej2	68,4	-23,7	8,8	5,3	1,66	1,12	0,24	0,09
46	25,1	49,8	12,0	30	Ej2	68,0	-24,0	8,8	5,3	1,67	1,13	0,24	0,09
47	40,1	59,9	6,9	30	Ej2	95,5	-9,5	14,9	7,5	1,98	1,03	0,40	0,04
48	39,6	60,1	7,0	30	Ej2	95,1	-8,8	15,2	7,5	2,03	1,01	0,41	0,02
49	39,9	59,9	7,0	30	Ej2	95,3	-8,9	15,1	7,5	2,00	1,01	0,40	0,02
50	29,9	40,1	-6,1	30	Ej2	73,2	-25,5	8,5	5,5	1,54	1,14	0,21	0,07
51	40,3	60,0	7,1	30	Ej3	87,8	-12,9	12,9	7,0	1,83	1,24	0,28	0,18
52	40,4	60,2	7,1	40	Ej3	86,3	-22,5	14,3	8,1	1,76	1,33	0,27	0,20
53	40,0	59,9	7,2	50	Ej3	84,1	-29,5	15,1	9,9	1,54	1,39	0,22	0,17
54	40,4	60,1	7,1	30	Ej4	81,4	-2,5	11,7	6,3	1,84	1,15	0,20	0,09
55	40,0	59,9	7,1	40	Ej4	80,3	-12,5	14,0	8,3	1,69	1,22	0,19	0,11
56	40,2	60,3	7,1	50	Ej4	79,8	-19,8	15,9	10,2	1,56	1,29	0,18	0,11
57	25,4	36,9	-6,8	30	Ej2	69,9	-18,2	10,8	5,5	1,97	1,01	0,34	0,01
58	25,3	36,8	-6,8	30	Ej2	69,7	-18,3	10,8	5,5	1,98	1,01	0,34	0,01
59	19,8	48,9	-6,9	50	Ej4	70,9	-18,1	22,1	7,0	3,16	1,17	0,49	0,24
60	20,1	40,7	1,9	50	Ej2	57,5	-39,0	8,2	4,1	1,99	1,02	0,28	0,01
61	20,4	45,0	1,9	50	Ej3	59,4	-48,1	8,7	4,8	1,81	1,62	0,27	0,31

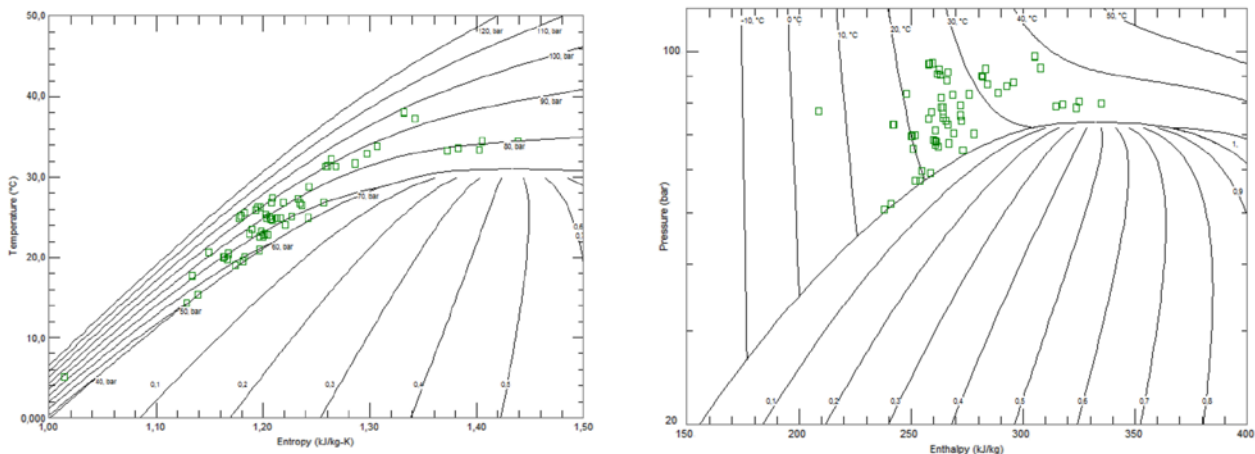


Figura 15 – Condizioni termodinamiche del refrigerante ingresso primario dell'eiettore - test riscaldamento
a) su diagramma T-s; b) su diagramma p-h

Questo set di dati ha consentito di ampliare la conoscenza dell'eiettore 2, poco impiegato singolarmente nelle altre modalità di funzionamento, a causa degli elevati Δp che genera: in questa modalità di funzionamento, è stato invece possibile realizzare ben 34 test con l'impiego del solo eiettore 2.

La figura 15 mostra lo stato termodinamico della CO₂ in corrispondenza dell'ingresso primario dell'eiettore per i test in riscaldamento. In questo caso, 46 test sono stati eseguiti con il fluido sottoraffreddato in ingresso al primario (temperatura inferiore alla critica) e i rimanenti 15 sono stati eseguiti con il fluido in condizioni transcritiche. Si noti l'ampio intervallo di variazione delle grandezze termodinamiche ottenuto, con l'entropia nel range 1,10÷1,45 kJ/(kg K) e l'entalpia nel range 210÷335 kJ/kg.

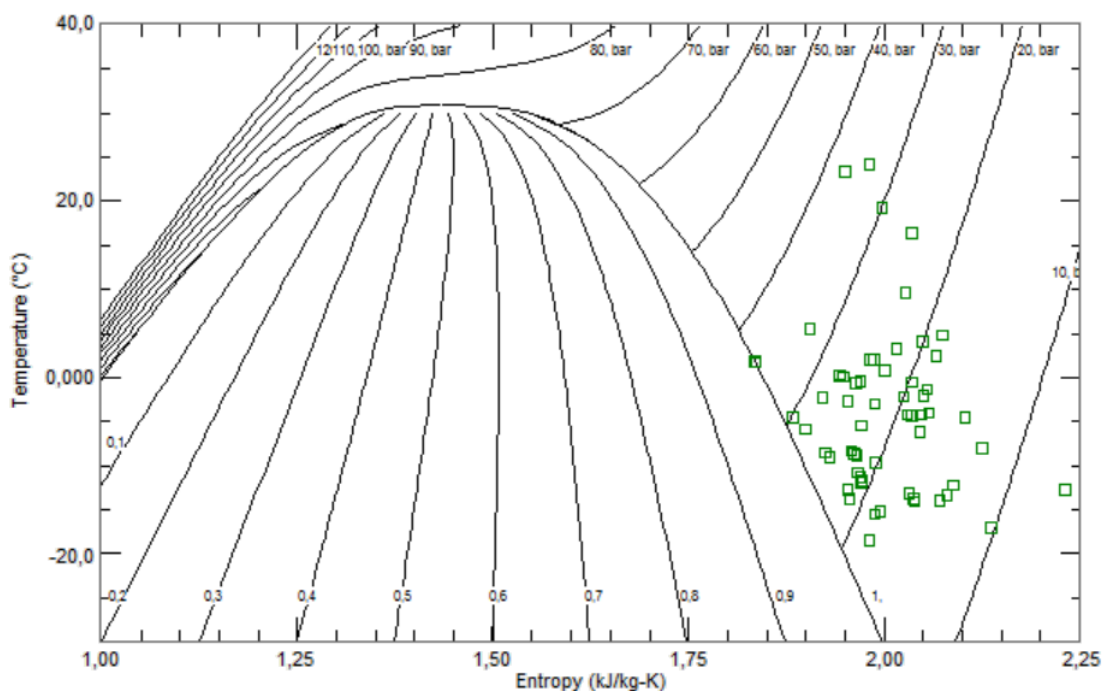


Figura 16 – Stato termodinamico della CO₂ ingresso secondario su diagramma T-s – test riscaldamento

La figura 16 mostra lo stato termodinamico del fluido refrigerante in ingresso al secondario dell’eiettore su diagramma T-s per i test in modalità riscaldamento.

Rispetto ai test in modalità ACS si è ottenuto un intervallo di valori simile sia in termini di entropia sia in termini di temperature, mentre, a livello di pressioni, questo set di prove ha consentito di ampliare i dati nell’intervallo di funzionamento 10÷20 bar, poco indagato con il precedente set.

2.4 Analisi dei dati

In questo paragrafo si illustrano i principali andamenti delle grandezze che caratterizzano il funzionamento e le prestazioni degli eiettori che è stato possibile testare in funzionamento singolo (ossia gli eiettori 2, 3 e 4). Saranno considerati separatamente i test realizzati in modalità riscaldamento/produzione ACS e quelli in modalità raffreddamento.

2.4.1 Analisi dati test in riscaldamento e produzione ACS

La figura 17 mostra i valori di pressioni lift ottenuti con i tre eiettori testati. Tale grandezza è fortemente dipendente, data la circuitazione della macchina, dal grado di apertura della valvola di laminazione a valle del serbatoio d’accumulo. Per gradi di apertura superiori al 20%, si ottengono valori di pressioni lift non superiori a 1,1 con gli eiettori 2 e 3 e non superiori a 1,2 con l’eiettore 4. Per gradi di apertura della valvola inferiori al 20% sono stati ottenuti valori di pressioni lift fino a 1,6. In queste condizioni bisogna tener conto di un effetto di “svuotamento” del circuito dovuto all’elevato strozzamento provocato dalla valvola stessa. Infatti, in tale situazione, verificatasi con grande evidenza soprattutto per alcuni test a più elevato pressioni lift (si veda ad esempio la prova 61 di tabella 5), il refrigerante tende ad accumularsi nel serbatoio ricevitore, con conseguente riduzione delle pressioni di esercizio. In certe condizioni, tale riduzione provoca l’instaurarsi di condizioni di lavoro subcritiche lato gas-cooler, con pressione di evaporazione molto bassa e di conseguenza maggiore differenza tra quest’ultima e la pressione di aspirazione al compressore.

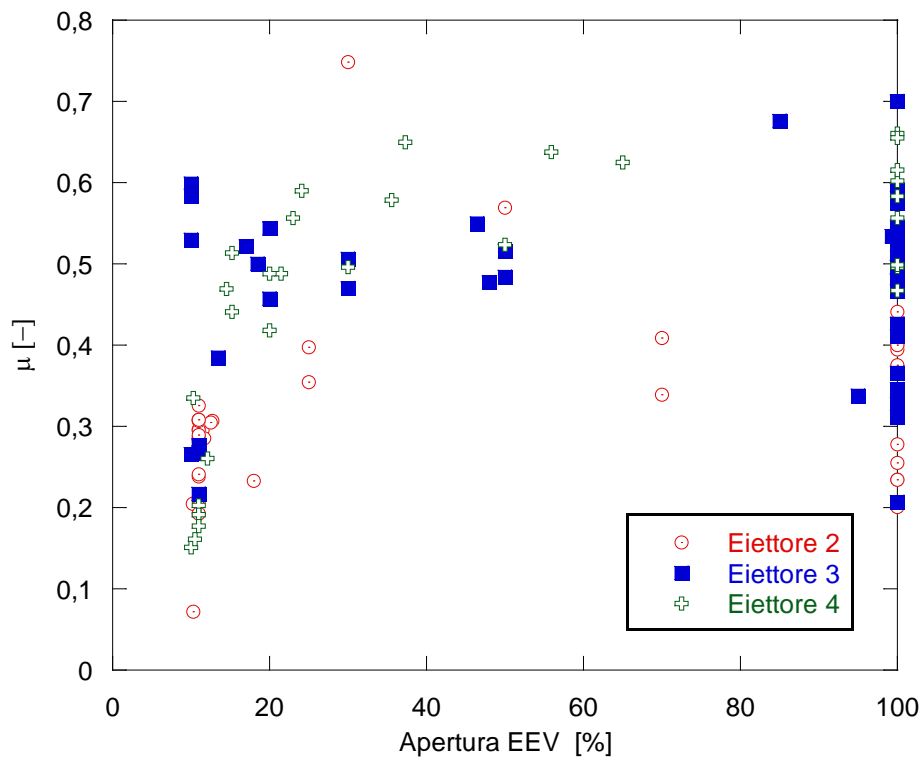


Figura 18 – Rapporto di trascinamento in funzione del grado di apertura EEV – test riscaldamento/ACS
Parametro: eiettore utilizzato

Relativamente ai soli test con grado di apertura EEV del 100%, si rileva (figura 19) la medesima distribuzione dei rapporti di trascinamento per i tre eiettori utilizzati.

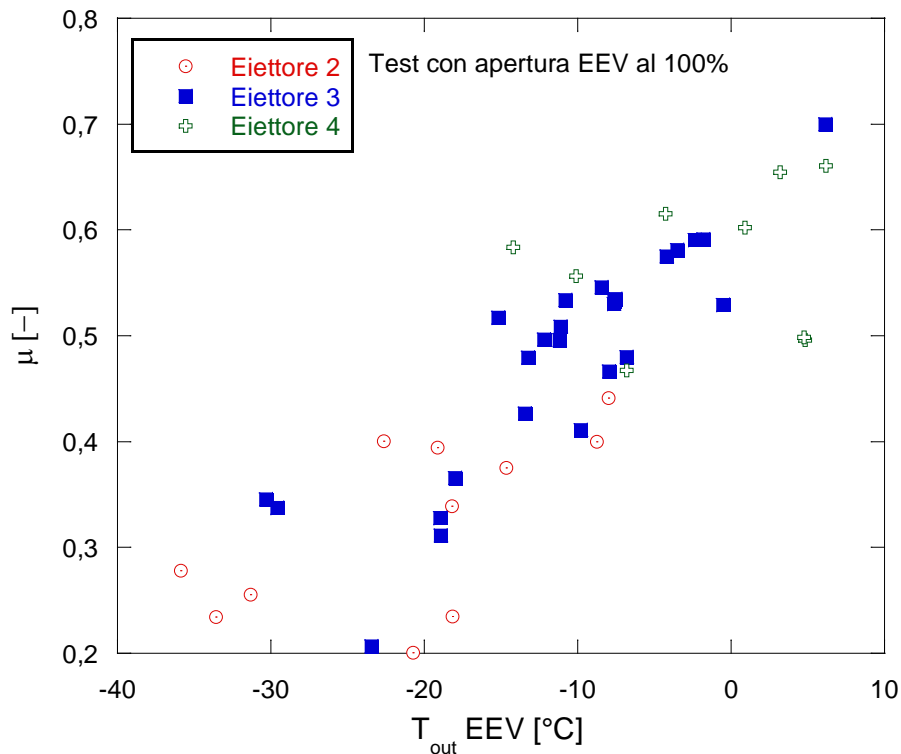


Figura 19 – Rapporto di trascinamento in funzione della temperatura uscita EEV – test riscaldamento/ACS
Parametro: eiettore utilizzato. Solo test con apertura EEV 100%

Per quanto riguarda il rendimento dell'eiettore, si riporta in figura 20, il trend dei valori ottenuti per i test con i tre eiettori. Facendo riferimento ai test con apertura superiore al 10%, si nota un valore di η_{EJ} non superiore a 0,05 (eccetto un test) con l'eiettore 2, tra 0,05 e 0,1 per l'eiettore 3 e tra 0,15 e 0,25 per l'eiettore 4, con andamento leggermente decrescente all'aumentare dell'apertura EEV.

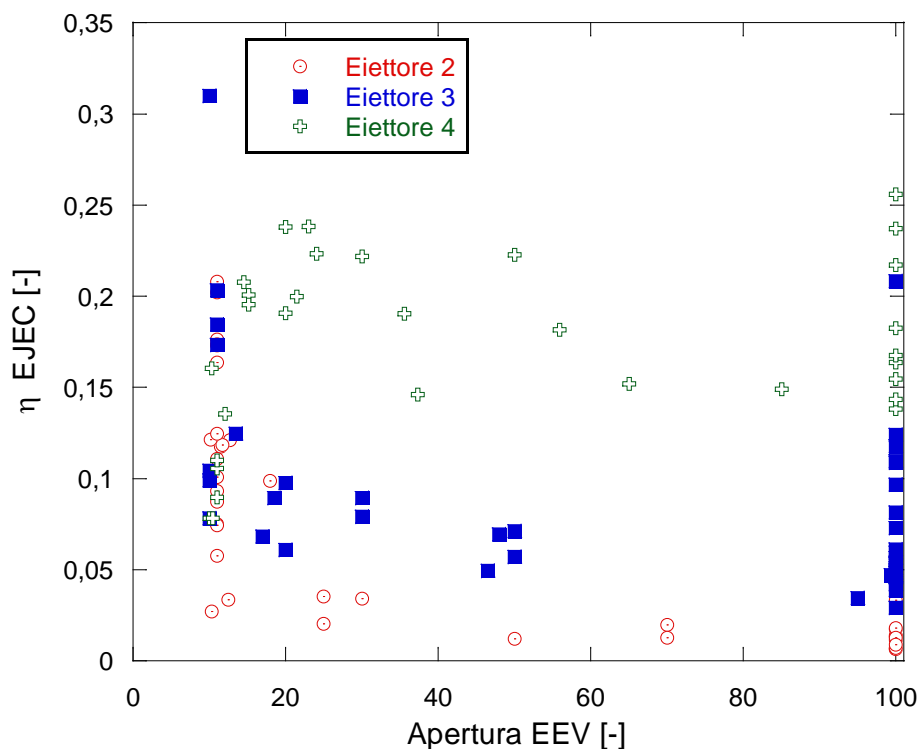
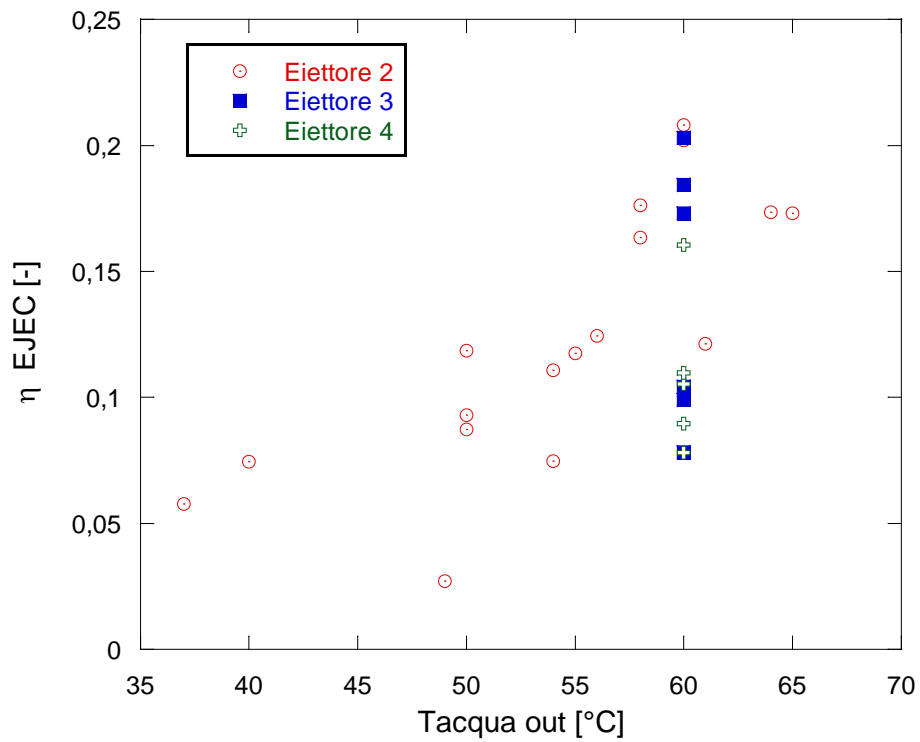


Figura 20 – Rendimento dell'eiettore in funzione dell'apertura EEV – test riscaldamento/ACS
Parametro: eiettore utilizzato

Riguardo i test con grado di apertura della EEV minore del 12%, anche per i test eseguiti con l'eiettore 2 sono stati riscontrati valori di rendimento maggiori di 0,1. In particolare, in linea tendenziale, sono stati riscontrati valori crescenti con la temperatura dell'acqua prodotta, con valori di rendimento massimi intorno a 0,2 con temperatura dell'acqua di 60 °C (figura 21).

Nei test con l'organo di laminazione aperto al 100%, i rendimenti degli eiettori impiegati, riportati in figura 22 in funzione della temperatura uscita valvola, mostrano ancora valori non superiori a 0,05 nei test con l'eiettore 2, fino a 0,2 con l'eiettore 3 e fino a 0,25 con l'eiettore 4. L'andamento, per questi ultimi due eiettori, risulta crescente con T_{outEEV} (figura 22). Nel complesso quindi, si può concludere che l'impiego singolo dell'eiettore 2 è inefficiente nelle condizioni in cui è necessario lavorare con l'organo di laminazione molto aperto (grado di apertura EEV superiore al 20%). D'altra parte, gradi di apertura di questo ordine di grandezza, si rendono necessari quando la temperatura ambiente è piuttosto alta, in modo da mantenere il corretto valore di surriscaldamento, per cui in tali condizioni di lavoro l'eiettore 2 potrà lavorare solo come sistema di regolazione fine, ovvero abbinato ad altri eiettori.



D
Figura 21 – Rendimento dell’eiettore in funzione della temperatura dell’acqua prodotta – test riscaldamento/ACS con apertura EEV minore del 12% - Parametro: eiettore utilizzato

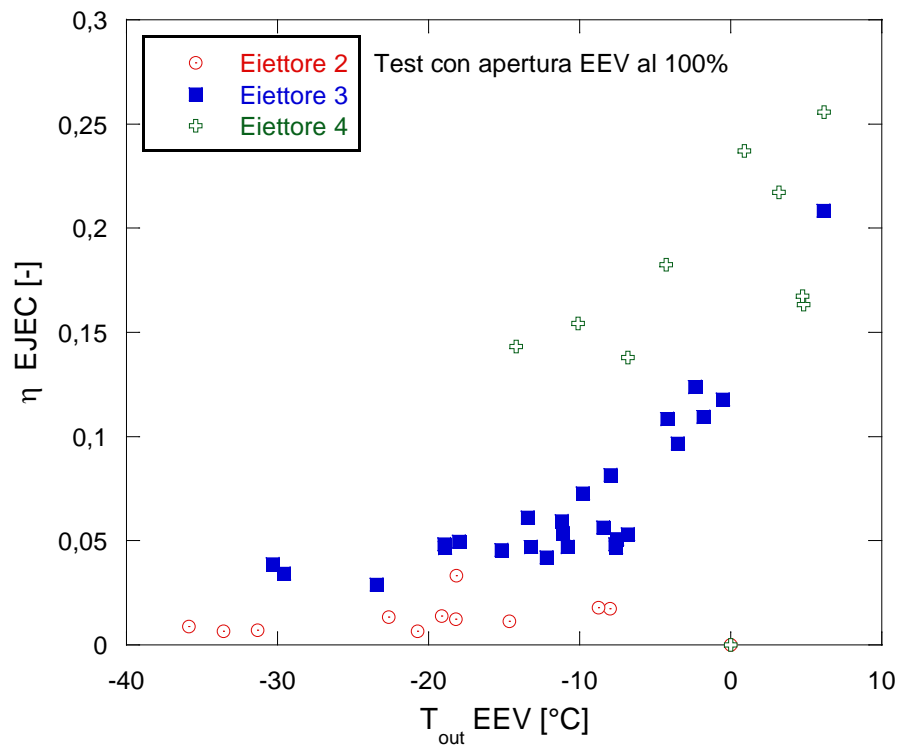


Figura 22 – Rendimento dell’eiettore in funzione della temperatura uscita EEV – test riscaldamento/ACS Parametro: eiettore utilizzato. Solo test con apertura EEV 100%

In termini di COP, ribadendo che i valori misurati non devono essere considerati come i massimi ottenibili in termini assoluti, si riportano gli andamenti in funzione dei tre parametri che caratterizzano le prestazioni degli eiettori (figure 23, 24 e 25).

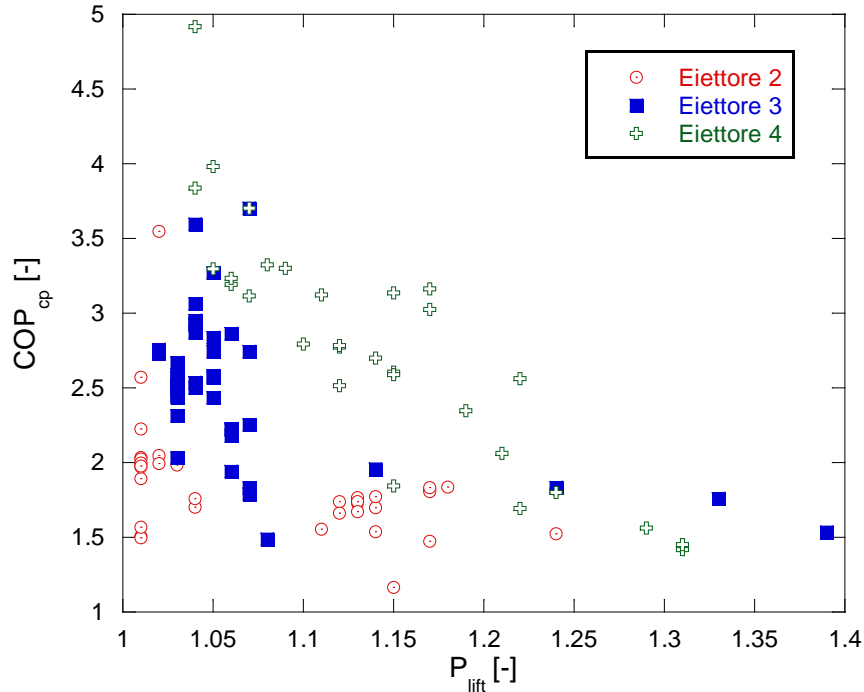


Figura 23 – COP in funzione del pressure lift – test riscaldamento/ACS
Parametro: eiettores utilizzato

La figura 23 mostra il COP in funzione del pressure lift. Dal grafico è stata esclusa la prova 61 di tabella 5 per i motivi già espressi riguardo le problematiche di “svuotamento” del circuito durante il funzionamento prolungato della macchina. Il trend decrescente del COP in funzione del pressure lift, evidente soprattutto per i test effettuati con l’eiettores 4, corrisponde a quello atteso, perché i test con elevato pressure lift corrispondono a quelli con pressione di evaporazione minore e quindi effettuati con elevato rapporto di compressione β . Il confronto di prestazioni tra la configurazione con eiettores e quella convenzionale sarà comunque sviluppato, a livello modellistico, in [1].

La figura 24 mostra il COP in funzione del rapporto di trascinarsi. Il trend crescente è il medesimo per tutti gli eiettores testati, con valori migliori ottenuti con l’eiettores 4, a parità di rapporto di trascinarsi. In generale, il valore crescente del COP con il rapporto di trascinarsi è dovuto all’incremento del carico frigorifero Q_{EV} , contestuale all’aumento di portata elaborata dall’evaporatore, che costituisce il numeratore di μ .

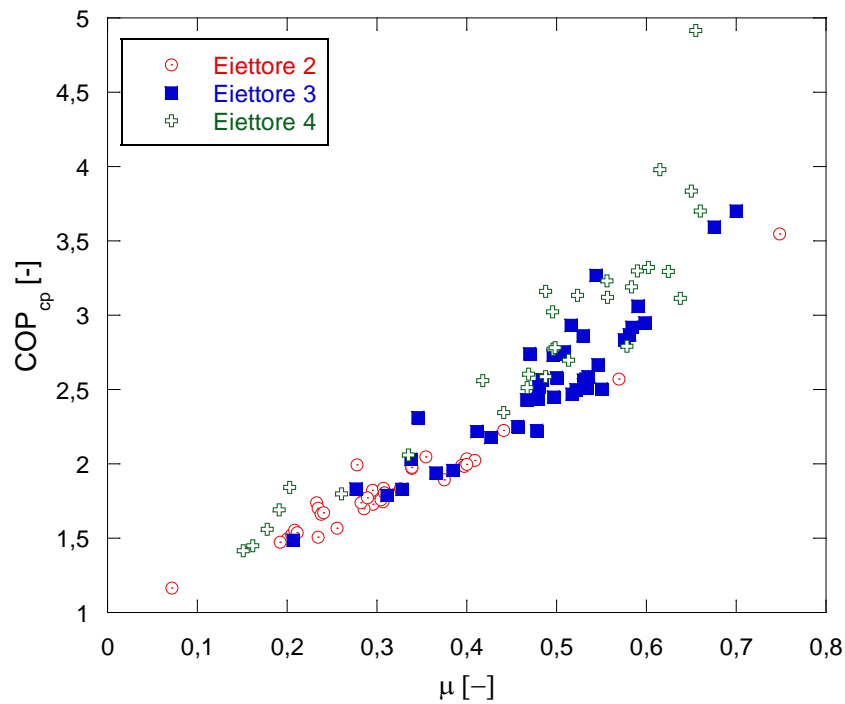


Figura 24 – COP in funzione del rapporto di trascinamento – test riscaldamento/ACS
Parametro: eiettore utilizzato

La figura 25 mostra infine il COP in funzione del rendimento degli eiettori η_{EJ} . A parte i test eseguiti con l'eiettore 2, per i quali non si nota un marcato incremento del COP con η_{EJ} , si riscontra un trend crescente del COP con η_{EJ} per i test effettuati con gli eiettori 3 e 4. Anche in questo caso, sarà effettuata un'analisi più approfondita degli andamenti, confrontandoli con le prestazioni attese con differenti configurazioni di macchina ottenute per via modellistica [1].

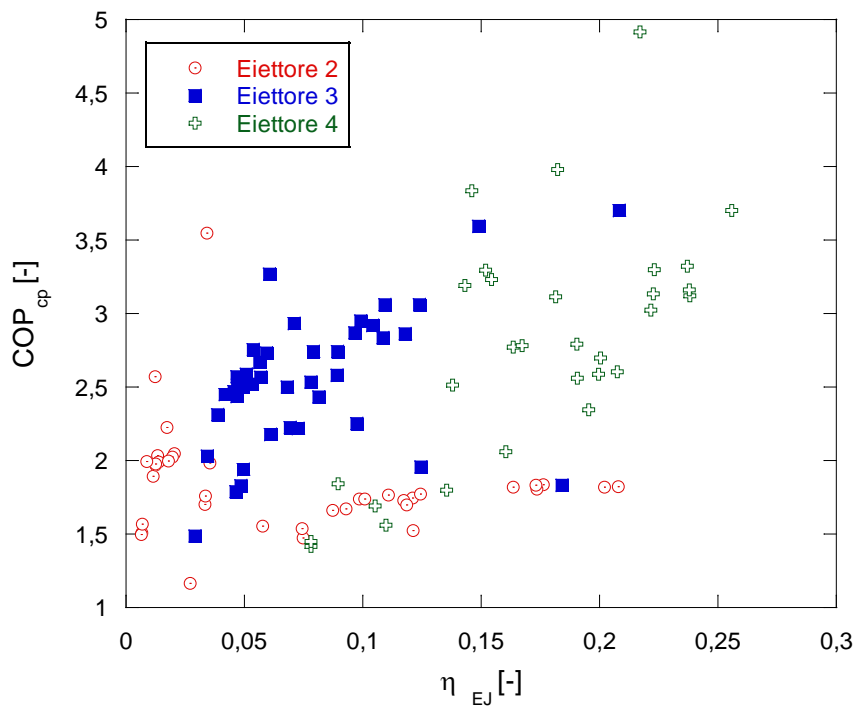


Figura 25 – COP in funzione del rendimento dell'eiettore – test riscaldamento/ACS
Parametro: eiettore utilizzato

2.4.2 Analisi dati test in raffrescamento

L'analisi dati dei test eseguiti in modalità raffrescamento è svolta secondo il medesimo sviluppo dei test in riscaldamento/produzione ACS. Si deve rimarcare che i test sono stati eseguiti soltanto con gli eiettori 3 e 4, perché le pressioni di lavoro avrebbero altrimenti superato il limite operativo della macchina di 120 bar (si noti, a tal proposito che, nei test eseguiti, le pressioni in mandata compressore hanno spesso superato i 100 bar).

La figura 26 mostra i valori di pressioni lift ottenuti con i due eiettori testati. Il parametro in ascissa è, anche in questo caso, l'apertura della valvola di laminazione e l'andamento è decrescente all'aumentare di questa, come per i test in riscaldamento/produzione ACS. Sono stati ottenuti valori di pressioni lift massimi di 1,2 in corrispondenza dei valori di apertura EEV minimi testati. Per l'eiettor 3 i valori di p_{lift} misurati sono compresi nel range $1,15 \div 1,03$ (superiori, a parità di apertura EEV, rispetto ai test in riscaldamento/ACS), mentre per l'eiettor 4 vanno da 1,2 a 1,09 circa (leggermente inferiori, a parità di apertura EEV, rispetto ai corrispondenti test in riscaldamento/ACS).

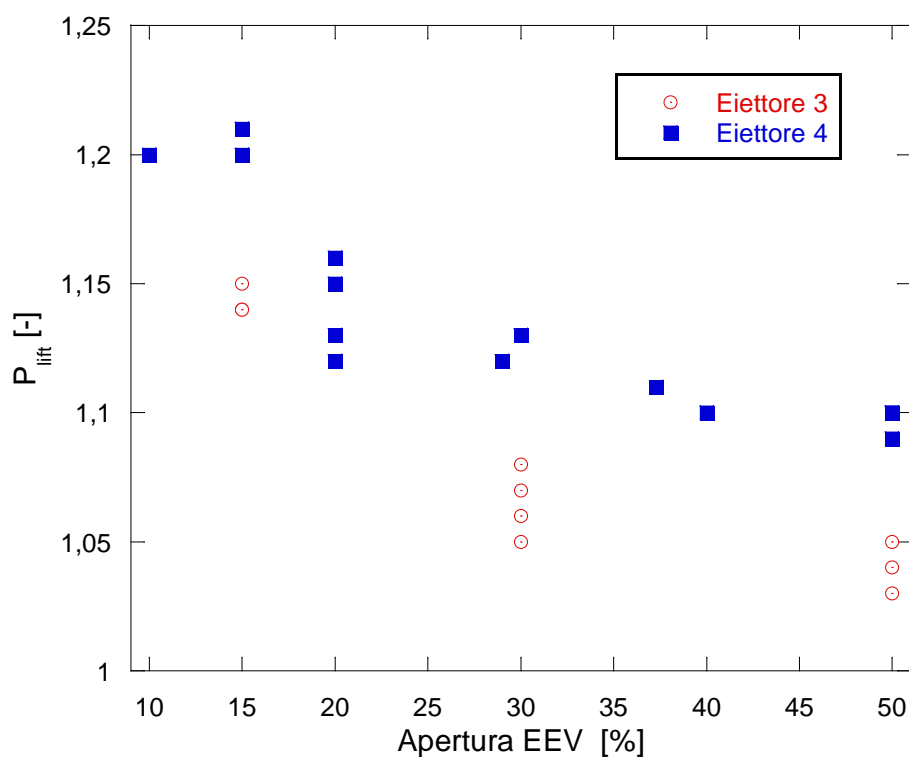


Figura 26 – Pressure lift in funzione del grado di apertura EEV – test raffrescamento
Parametro: eiettor utilizzato

Per quanto riguarda il rapporto di trascinamento μ , i valori ottenuti variano tra 0,28 e 0,47 con l'eiettor 3, tra 0,37 e 0,58 per l'eiettor 4, con valori leggermente crescenti con l'apertura EEV. I trend sono complessivamente paragonabili a quelli riscontrati nei test in riscaldamento/produzione ACS.

Per quanto riguarda il rendimento dell'eiettor, si riporta in figura 28, il trend dei valori ottenuti per i test con i due eiettori. I valori ottenuti per l'eiettor 3 sono dello stesso ordine di grandezza dei corrispondenti test in riscaldamento/produzione ACS. Riguardo l'eiettor 4 invece si riscontrano valori leggermente superiori rispetto ai precedenti test e si rimarca un andamento più stabile, al crescere dell'apertura EEV, rispetto ai corrispondenti test con l'eiettor 3.

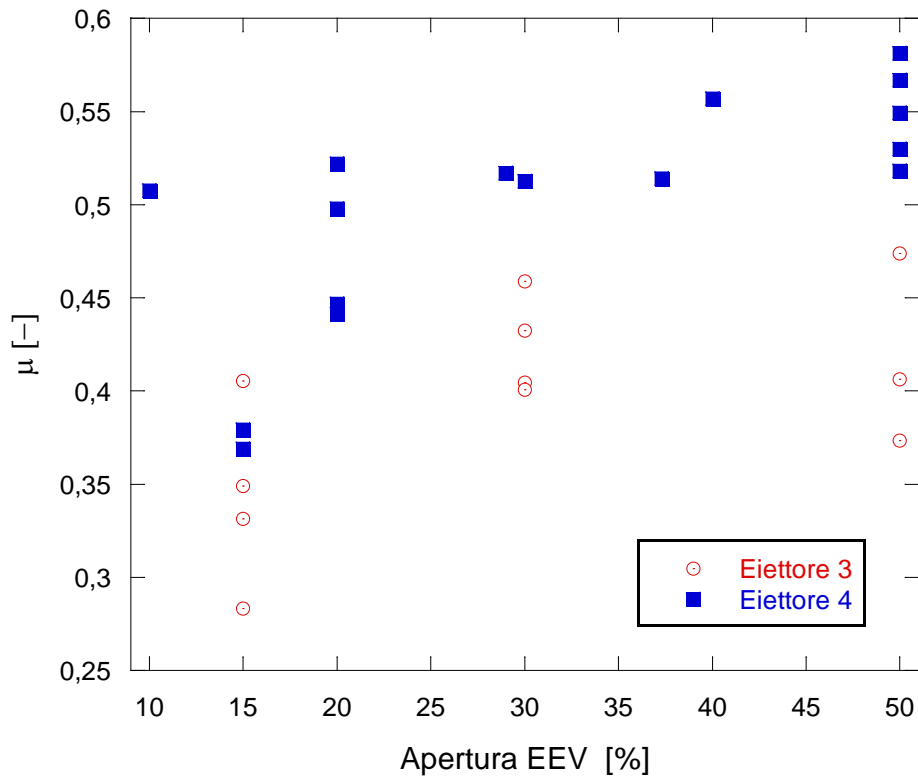


Figura 27 – Rapporto di trascinamento in funzione del grado di apertura EEV – test raffreddamento
Parametro: eiettore utilizzato

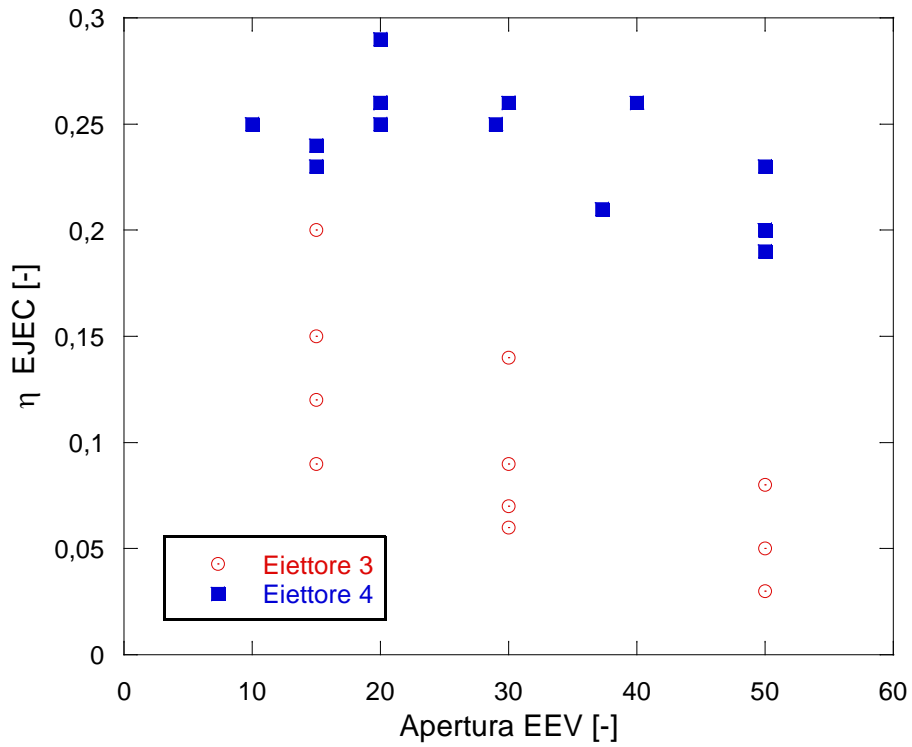


Figura 28 – Rendimento dell'eiettore in funzione dell'apertura EEV – test raffreddamento
Parametro: eiettore utilizzato

Per quanto riguarda le prestazioni globali della macchina, definite dall'EER, si riportano gli andamenti in funzione dei tre parametri che caratterizzano le prestazioni degli eiettori (figure 29, 30 e 31) per i test in raffreddamento.

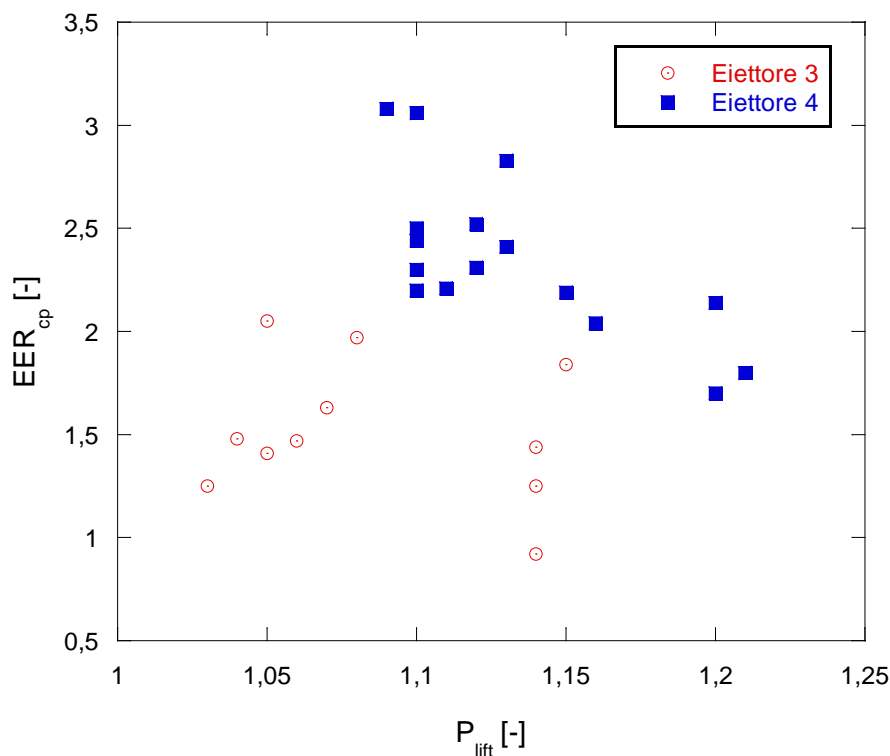


Figura 29 – EER in funzione del pressure lift – test raffreddamento
Parametro: eiettori utilizzati

La figura 29 mostra gli andamenti dell'EER in funzione del pressure lift. L'andamento decrescente dell'EER con p_{lift} risulta molto evidente in particolare per i test eseguiti con l'eiettori 4. Per questi ultimi test, in termini assoluti, gli EER misurati sono leggermente inferiori rispetto ai corrispondenti test in riscaldamento, a parità di p_{lift} .

La figura 30 mostra l'EER in funzione del rapporto di trascinamento. Il trend crescente è il medesimo per tutti e due gli eiettori testati, con valori migliori ottenuti con l'eiettori 4, a parità di rapporto di trascinamento.

La figura 31 mostra infine l'EER in funzione del rendimento degli eiettori η_{EJ} . Così come per i test in riscaldamento/produzione ACS si riscontra un trend crescente dell'EER con η_{EJ} per i test effettuati con gli eiettori 3 e 4. Gli EER massimi misurati non superano il valore di 2 per l'eiettori 3 e sono di poco superiori a 3 per l'eiettori 4.

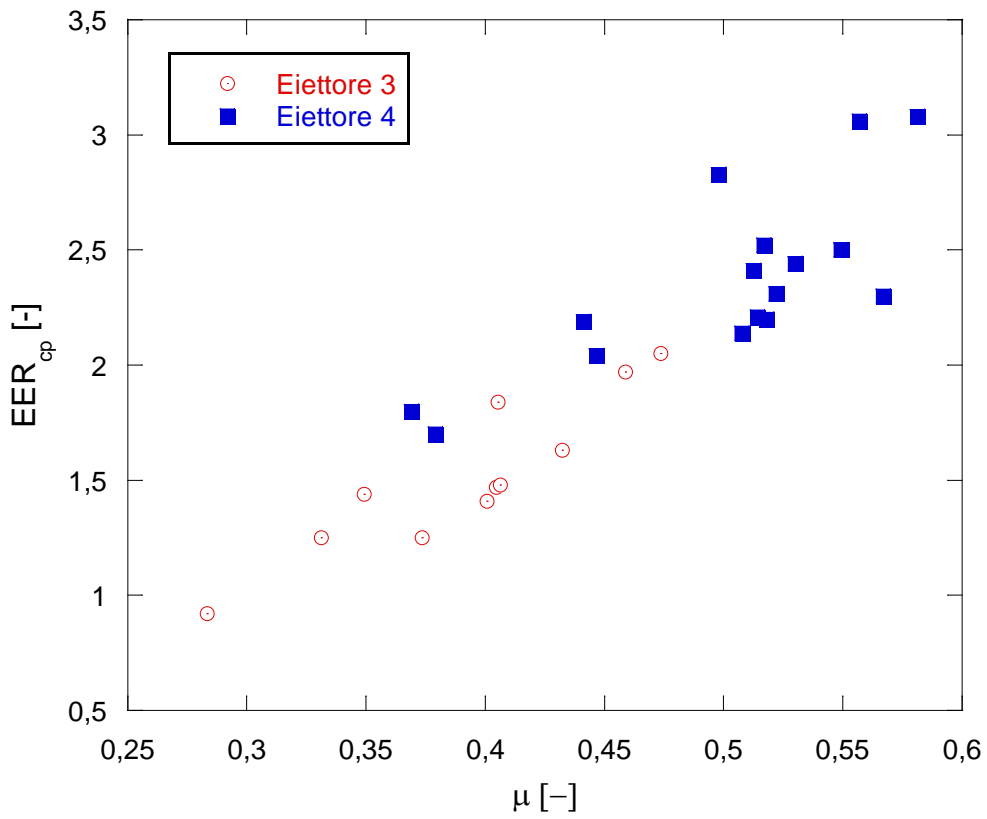


Figura 30 – EER in funzione del rapporto di trascinamento – test raffreddamento
Parametro: eiettore utilizzato

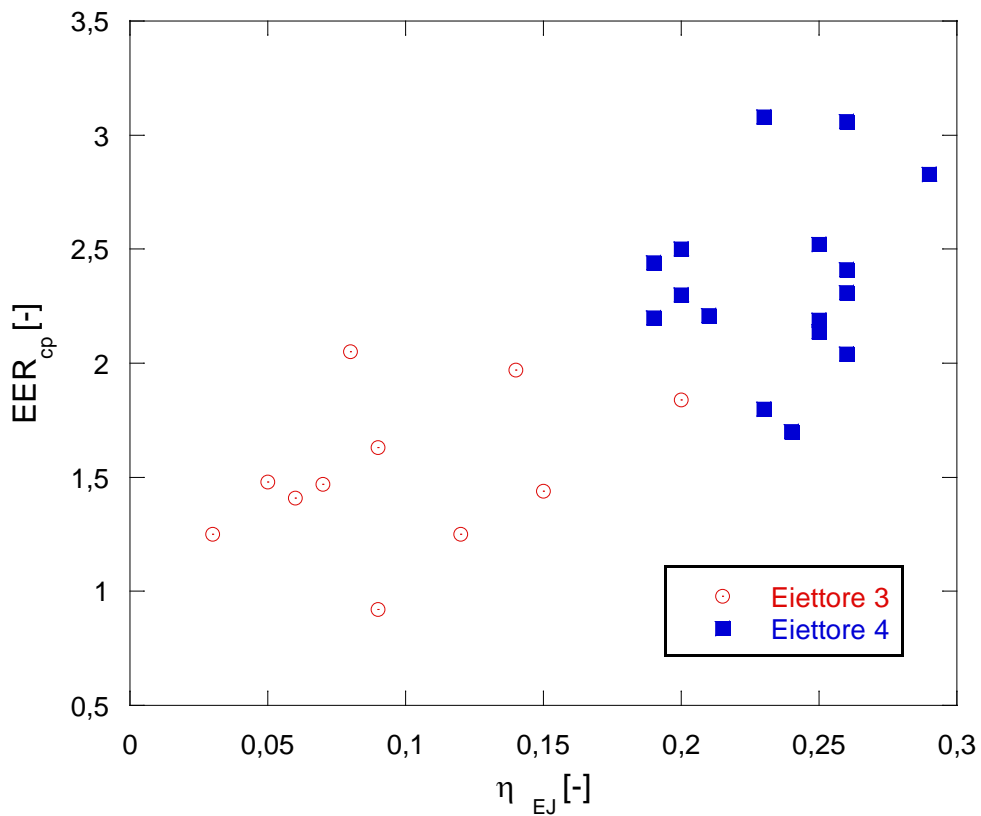


Figura 31 – EER in funzione del rendimento dell'eiettore – test raffreddamento
Parametro: eiettore utilizzato

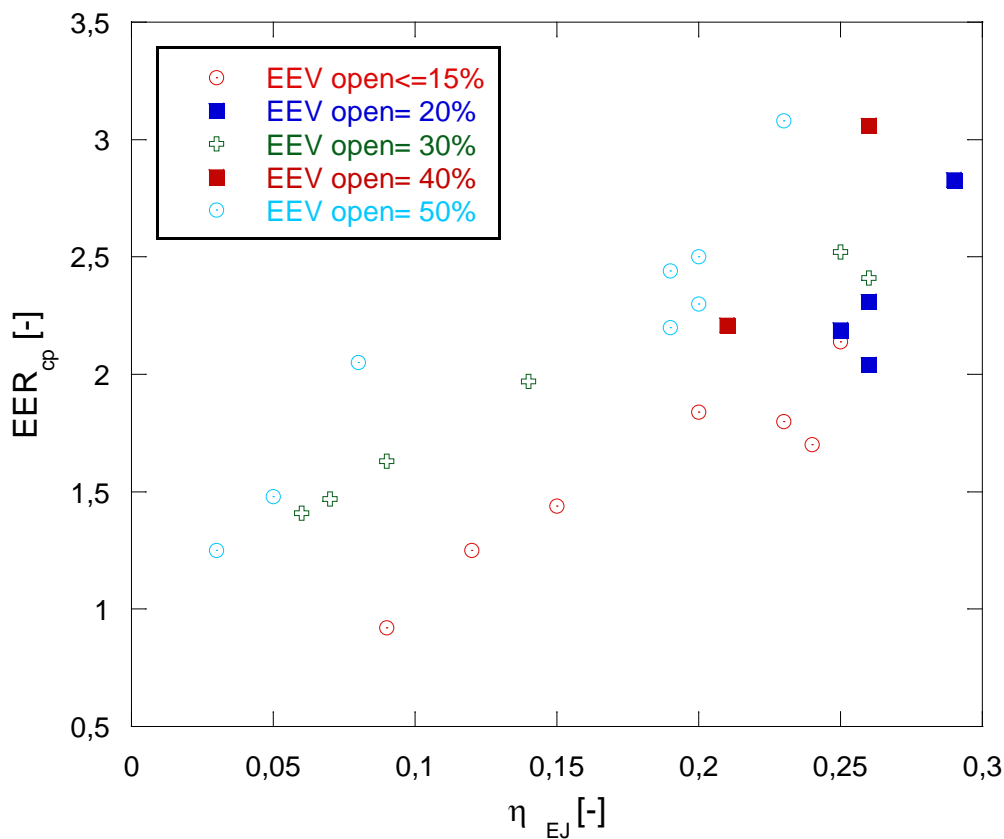


Figura 32 – EER in funzione del rendimento dell'eiettore – test raffreddamento
Parametro: grado di apertura Valvola Elettronica di Espansione EEV

Risulta evidente dalla figura 32 che i valori maggiori di EER sono ottenuti con gradi di apertura valvola maggiori, corrispondenti, a parità di altre condizioni di esercizio, a condizioni di lavoro con rapporti di compressione minori e quindi efficienze di compressione maggiori.

Come per i test in configurazione riscaldamento/produzione ACS, i risultati sopra esposti saranno comparati con le prestazioni ottenibili per differenti configurazioni d'impianto (utilizzando anche sistemi di laminazione convenzionali) ricavate dalla modellazione descritta nel rapporto tecnico realizzato da UNINA [1], nell'ambito di questo Piano Triennale di Realizzazione.

3 Conclusioni

Lo scopo dell'attività di ricerca descritta in questo rapporto tecnico è la caratterizzazione del funzionamento di un gruppo multi-eiettore, utilizzato come organo di espansione di una pompa di calore a CO₂ da 30 kW termici.

La matrice di prova è composta da una serie di test condotti in raffreddamento (sia con range di temperatura nell'ordine 12°C - 7°C tipica di condizionamento con ventilconvettori, sia nel range 23°C - 18°C, tipica di condizionamento con terminali a pavimento), numerosi test in produzione acqua calda sanitaria e altri test aggiuntivi in riscaldamento (rispetto ad un set di dati già disponibili). I test sono stati condotti in modo da ottenere il maggior numero possibile di condizioni di lavoro per gli eiettori in prova, in modo da fornire valide e varie informazioni al modellatore. In particolare, è stato possibile eseguire test selezionando le modalità di lavoro del compressore, dell'eiettore in funzione, dell'organo di laminazione aggiuntivo e della valvola di bypass che gestisce il surriscaldamento in mandata al compressore. Per quanto riguarda il gruppo multieiettore, si è operato quasi sempre in modo da attivare un singolo eiettore per volta, in modo da misurare le prestazioni del singolo componente (in termini di coefficiente di trascinamento e di pressure lift) in ogni test.

L'analisi dei dati ha consentito di stimare gli andamenti dei principali parametri per la stima delle prestazioni degli eiettori, sia in termini assoluti che tendenziali. Ha inoltre messo in evidenza l'importanza della configurazione d'impianto, che, in certe condizioni prolungate di esercizio può determinare alcune problematiche di stabilità di funzionamento.

I dati ottenuti saranno utilizzati per la validazione di un modello di calcolo, realizzato dall'Università Federico II di Napoli, Dipartimento di Ingegneria Industriale, che dovrà effettuare la stima delle prestazioni ottenibili con pompe di calore che adottano questa soluzione tecnica, sia in condizioni di funzionamento diverse da quelle testate, sia in caso d'impiego di refrigeranti diversi dalla CO₂. Inoltre, il modello realizzato potrà consentire la comparazione tra differenti configurazioni d'impianto, con e senza eiettori come organi di laminazione. La descrizione del modello, il processo di validazione e i risultati dell'impiego del modello sono illustrati nel rapporto tecnico stilato dall'Università di Napoli Federico II nell'ambito della stessa linea di attività afferente questo lavoro [1].

4 Riferimenti bibliografici

1. A. W. Mauro, R. Mastrullo, "Modellazione, calibrazione e simulazione del funzionamento di una pompa di calore trans-critica a CO₂ operante con un sistema di espansione a multi-eietttore", Report RdS/PTR(2020)/046, aprile 2021
2. R. Trinchieri, G. Boccardi, F. D'Annibale, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca, L. Saraceno, A. Scotini, L. Simonetti, G. Petroni, G. Lillo, "Caratterizzazione sperimentale del funzionamento di un sistema ad eiettori multipli in una pompa di calore aria-acqua a CO₂", RdS/PAR2015/170, settembre 2016.
3. S. Elbel, P. Hrnjak, "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation", International Journal of Refrigeration, vol. 31 (2008), pag. 411–422

5 Abbreviazioni ed acronimi

ACS: Acqua Calda Sanitaria

COP: coefficiente di prestazione della macchina in modalità pompa di calore

EER: coefficiente di prestazione della macchina in modalità raffreddamento

GWP: Global Warming Potential (potenziale di riscaldamento globale)

PLC: Programmable Logic Controller (Controllore logico programmabile)

PID: Proporzionale-Integrale-Derivativo (Controllo)

IHE: Internal Heat Exchanger

EEV: Electronic Expansion Valve (Valvola di Espansione Elettronica)

f: frequenza elettrica di alimentazione compressore [Hz]

h: entalpia (eq. 7 e 9, piani termodinamici p-h) [kJ/kg]

$h_{in\ SR\ h}$: entalpia ingresso sottoraffreddatore lato caldo [kJ/kg]

$h_{in\ ej\ sf}$: entalpia ingresso eietttore fluido secondario [kJ/kg]

p_{CP} : pressione mandata compressore [bar]

$p_{in\ EJ\ sf}$: pressione ingresso eietttore fluido secondario [bar]

$p_{out\ EJ}$: pressione uscita eietttore [bar]

Q_{GC} : potenza termica scambiata al gas cooler [kW]

Q_{EV} : potenza termica scambiata all'evaporatore [kW]

T_{amb} : temperatura dell'aria [°C]

T_{ev} : temperatura di evaporazione [°C]

$T_{out\ EEV}$: temperatura del refrigerante in uscita dalla valvola di laminazione supplementare [°C]

$T_{w,in}$: temperatura del fluido termovettore (acqua) in ingresso [°C]

$T_{w,out}$: temperatura del fluido termovettore (acqua) in uscita [°C]

T_{ev} : temperatura di evaporazione [°C]

m_{pf} : portata al primario dell'eietttore [kg/s]

m_{sf} : portata al secondario dell'eietttore [kg/s]

p : pressione (eq. 8 e piani termodinamici p-h) [bar]
 p_{lift} : pressure lift [-]
 s : entropia (eq. 6 e piani termodinamici T-s) [kJ/(kg K)]
 T : temperatura assoluta (piani termodinamici T-s) [K]
 W_{cp} : Potenza elettrica assorbita dal compressore [kW]
 $W_{\text{rec max}}$: potenza recuperabile massima [W]
 W_{rec} : potenza recuperata [W]
 β : rapporto di compressione [-]
 η_{ej} : rendimento dell'eiettore [-]
 μ : rapporto di trascinamento [-]
 v : volume specifico (eq. 8) [m³/kg]

Pedici

Diff: diffusore
CP: compressore
GC: gas cooler
EV: evaporatore
in: ingresso
out: uscita