



Ricerca di Sistema elettrico

Sviluppo teorico-sperimentale di un modello di simulazione termofluidodinamica del funzionamento del sistema ad eiettori multipli

F. Botticella, G. Lillo, R. Mastrullo, A. W. Mauro



SVILUPPO TEORICO-SPERIMENTALE DI UN MODELLO DI SIMULAZIONE TERMOFLUIDODINAMICA DEL FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA AD EIETTORI MULTIPLI

F. Botticella¹, G. Lillo², R. Mastrullo², A. W. Mauro²

1 Università degli Studi del Sannio, 2 Università degli Studi di Napoli Federico II

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia

Obiettivo b.1: Sviluppo di sistemi a multieiettori per pompe di calore reversibili ad R744 per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria. Caratterizzazione termo fluidodinamica sperimentale dei componenti e modellizzazione della HP con sistemi di espansione ad eiettori multipli.

Responsabile del Progetto: G. Boccardi, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione stipulato tra ENEA e Università degli Studi di Napoli Federico II "*Sviluppo teorico-sperimentale di un modello di simulazione termofluidodinamica del funzionamento del sistema ad eiettori multipli*" nell'ambito del Piano Annuale di Realizzazione 2015, per quanto attiene all'Area "Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica", Progetto: "Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia"

Responsabile scientifico ENEA: G. Boccardi

Responsabile scientifico Università degli Studi di Napoli Federico II : Rita Mastrullo

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	6
2 PROTOTIPO IN TEST: IMPLEMENTAZIONE DELLA STRUMENTAZIONE E SISTEMI DI ACQUISIZIONE/CONTROLLO	7
2.1 IMPIANTO CALORIMETRO ENEA	7
2.2 PROTOTIPO IN TEST.....	7
2.3 STRUMENTAZIONE DI MISURA	10
2.4 SISTEMA DI CONTROLLO E ACQUISIZIONE	12
2.5 METODOLOGIA DI PROVA E FASE DI ACQUISIZIONE DEI DATI	13
2.6 ELABORAZIONE DATI SPERIMENTALI.....	14
2.7 INCERTEZZE DI MISURA	17
2.7.1 <i>Introduzione e riferimenti normativi</i>	17
2.7.2 <i>Incertezza tipo di categoria A</i>	17
2.7.3 <i>Incertezza tipo di categoria B</i>	18
2.7.4 <i>Valutazione dell'incertezza tipo composta</i>	18
2.7.5 <i>Metodologia per il calcolo dell'incertezza</i>	19
2.8 VALUTAZIONE DELLE INCERTEZZE	20
2.8.1 <i>Misure di temperatura</i>	20
2.8.2 <i>Misure di pressione</i>	20
2.8.3 <i>Misura della potenza elettrica</i>	20
2.8.4 <i>Misure di portata</i>	20
2.8.5 <i>Valutazione della potenza termica</i>	21
2.8.6 <i>Valutazione del pressure lift</i>	22
2.8.7 <i>Valutazione del rapporto di trascinamento</i>	23
2.8.8 <i>Valutazione dell'efficienza dell'eiettore</i>	23
2.8.9 <i>Valutazione delle entalpie</i>	23
3 MATRICE DI PROVA.....	25
4 CARATTERIZZAZIONE SPERIMENTALE DEL SISTEMA AD EIETTORI MULTIPLI.....	28
4.1 PARAMETRI CARATTERISTICI DELL'EIETTORE: RISULTATI SPERIMENTALI.....	28
4.2 VALUTAZIONE DELLA PORTATA NEL MOTIVE NOZZLE: CORRELAZIONI IN LETTERATURA	32
4.3 VALUTAZIONE DELL'EFFICIENZA DELL'EIETTORE: CORRELAZIONI IN LETTERATURA	35
5 SVILUPPO DI UN MODELLO PER LA CARATTERIZZAZIONE DI UN EIETTORE	36
5.1 CORRELAZIONE PER IL CALCOLO DELLA PORTATA AL PRIMARIO	36
5.2 CORRELAZIONE PER IL CALCOLO DELL'EFFICIENZA DELL'EIETTORE	37
5.3 MODELLO PER LA VALUTAZIONE DEI PARAMETRI CARATTERISTICI DI UN EIETTORE	38
5.3.1 <i>Algoritmo di calcolo</i>	40
5.3.2 <i>Risultati modello</i>	42
6 CONCLUSIONI.....	48
7 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	49
8 ABBREVIAZIONI E ACRONIMI	49

Sommario

Questa relazione riporta un resoconto dell'attività svolta dall'unità di ricerca dell'Università degli Studi di Napoli Federico II (UNINA), in accordo all'allegato tecnico dell'incarico ricevuto. In particolare, in questo documento si presentano: l'elaborazione dei risultati sperimentali, la valutazione dei parametri di performance in accordo con la letteratura e la qualificazione dei risultati per differenti eiettori operanti in parallelo, con anidride carbonica in condizioni termodinamiche in ingresso trans-critiche. I risultati sperimentali per l'elaborazione sono stati forniti dall'ENEA, la cui attività, parallela e complementare, ha riguardato l'analisi delle prestazioni dell'intera pompa di calore servita da tale sistema ad eiettori multipli.

Inoltre, i dati sperimentali sono stati confrontati a differenti metodi predittivi presenti in letteratura e, al fine di migliorare la scarsa capacità predittiva dei metodi attualmente disponibili, sono state proposte due correlazioni calibrate sui dati sperimentali che consentono: il calcolo della portata massica elaborata dall'ugello primario e l'efficienza dell'eietttore nel suo insieme.

Infine, è stata implementata una procedura di calcolo, basata sulla scrittura delle equazioni di bilancio di massa, dell'energia e della quantità di moto, su volumi di controllo relativi all'ugello primario, alla sezione di mescolamento/trascinamento e al diffusore, sotto appropriate ipotesi.

In termini di risultati raggiunti e conclusioni, con l'attività presentata in questa relazione è stato possibile:

- 1) Definire una data reduction appropriata per utilizzare i dati estensivi relativi alla prestazione dell'intera pompa di calore e determinare i parametri di prestazione dei singoli eiettori (portata massica al primario, rapporto di trascinamento ed efficienza);
- 2) Per ogni parametro di prestazione è stata elaborata l'analisi delle incertezze composte a partire dalle misurazioni fornite dall'ENEA ed è stata calcolata l'incertezza composta in ogni condizione operativa testata. Si è riscontrato che tutte le misurazioni effettuate hanno una buona incertezza composta, ad eccezione di quella dell'efficienza dell'eietttore: da un approfondimento è stato osservato che ciò è determinato dall'oscillazione della temperatura della corrente al primario in ingresso all'eietttore (indotta dalla modulazione della valvola di by-pass del ramo di bassa pressione dello scambiatore interno): per quanto tale variazione sia contenuta in 1°C, ha una notevole influenza sull'entalpia del fluido in condizioni trans-critiche e rende alcune misurazioni di bassa qualità;
- 3) È stata svolta un'analisi bibliografica, riportando la qualificazione dei metodi predittivi esistenti, più appropriati per la valutazione della portata massica al primario e dell'efficienza per questa tipologia di eiettori. Solo pochi metodi sono stati trovati e la loro accuratezza è scarsa. Nessun metodo predittivo è stato trovato per la determinazione del rapporto di trascinamento;
- 4) Sono state fornite delle versioni ricalibrate dei modelli da letteratura. In particolare, per la portata massica al primario è stata scelta quella presentata da Banasiak et al. [7], mentre per l'efficienza dell'eietttore, la correlazione proposta da Lucas et al. [6]. A valle della ricalibrazione si ottengono errori medi assoluti inferiori al 3% per il calcolo della portata e inferiori al 10% per la stima dell'efficienza, per entrambe le configurazioni investigate;
- 5) È stata definita una procedura calcolativa, la quale ha consentito di determinare la combinazione di parametri fisici interni all'eietttore che avesse il miglior accordo con i dati sperimentali, in termini di rendimenti dell'ugello primario, della fase di mixing e del diffusore.

Dall'analisi condotta si è riscontrato che:

- a) Il rendimento dell'ugello primario per gli eiettori testati ha valori calcolati tra l'80% e il 110% (oltre il limite fisico del 100%), laddove i valori più alti si ottengono per elevati valori della differenza di pressione tra l'ingresso al primario e l'uscita dell'eietttore. Considerando l'accuratezza nel calcolo della portata al primario che si assesta intorno al 5-10% per i due ugelli e la propagazione dell'errore nella procedura di calcolo, si può ritenere, sinteticamente, che nella maggior parte delle condizioni operative il rendimento dell'ugello primario ha valori molto alti per la tipologia di eiettori testati.

- b) Analogamente, dai valori calcolati del rendimento al secondario, si è notato che il suo valore ha una scarsa influenza sulle prestazioni dell'eiettore nel complesso: infatti la trasformazione al secondario, per gli eiettori e le condizioni operative studiati, avviene sotto un salto di pressione tra 2 e 5 bar, e pertanto l'esito dell'espansione, influenzata dal rendimento al secondario, è comunque trascurabile rispetto a quanto avviene nella corrente al primario (che vede un salto di pressione tra 40 e 80 bar). Ai fini modellistici pertanto è risultata marginale l'accurata conoscenza di tale rendimento.
- c) Il rendimento al diffusore si assesta su valori bassi: tra il 20% e il 40% per un eiettore (#3) e tra il 40% e il 60% per l'altro (#4). Molto deve essere fatto per aumentare i valori di tale parametro ai fini del miglioramento delle prestazioni complessive dell'eiettore, data la notevole influenza che ha sulle prestazioni dell'eiettore nel suo complesso, essendo legato al recupero in pressione della corrente dopo il mescolamento. Inoltre, correlazioni sono necessarie per il calcolo di tale parametro in funzione delle condizioni operative e della geometria: i dati elaborati nel presente studio non hanno mostrato nessuna correlazione di rilievo con i parametri operativi calcolati.

1 Introduzione

La comunità europea con il recente regolamento 217/2014 (cosiddetto F-GAS) ha stabilito le quote di consumo dei gas HFC fino al 2030, con una riduzione del loro consumo complessivo al 21% di quanto consumato nel triennio di riferimento 2009-2012. Nello scenario (realistico e concorde con l'impiego di fonti rinnovabili) d'impiego sempre maggiore di sistemi per la refrigerazione e la climatizzazione con impianti a compressione di vapore alimentati da energia elettrica, tale regolamento, recepito anche in Italia, determinerà l'utilizzo di fluidi refrigeranti con GWP bassi.

Il mercato dei produttori di fluidi sintetici ha reagito proponendo sostanze a basso impatto ambientale che richiedono adeguamenti tecnologici e normativi, non essendo nota la compatibilità con i materiali plastici, con gli avvolgimenti elettrici dei compressori ermetici/semi-ermetici né quella con i lubrificanti ed essendo molte di queste sostanze infiammabili.

Tra i fluidi a basso impatto ambientale si contraddistinguono quelli naturali, tra cui l'anidride carbonica rappresenta un'opzione non tossica né infiammabile. Il suo utilizzo si è diffuso molto nei settori della refrigerazione commerciale (supermercati) e per la produzione di acqua calda sanitaria con elevati salti di temperatura (produzione diretta o con accumuli stratificati). Studi recenti ne stanno investigando l'utilizzo anche per la climatizzazione estiva e soprattutto invernale.

Essendo uno dei principali limiti termodinamici per l'uso dell'anidride carbonica come refrigerante quello connesso all'evoluzione della trasformazione di laminazione partendo da condizioni trans-critiche (come accade nelle applicazioni citate a pompa di calore), una scelta interessante alla laminazione è l'utilizzo di un sistema a eiettori.

Gli eiettori sono utilizzati con successo nella refrigerazione ad anidride carbonica laddove le condizioni al contorno in termini di pressione sono molto stabili durante il funzionamento giornaliero e stagionale. Nel caso delle pompe di calore tale condizione non è rispettata. Inoltre, l'efficienza di tali sistemi è relativamente bassa rispetto al limite termodinamico e non esistono correlazioni/metodi per la determinazione del loro funzionamento al variare delle condizioni al contorno e/o della geometria, che possano consentire un dimensionamento corretto e un calcolo delle prestazioni dell'intera pompa di calore. Per consentire l'inseguimento dei carichi parziali, essendo stato mostrato che il cambiamento dei rapporti geometrici tra le aree influenza notevolmente l'efficienza dell'eiettore, sistemi digitali che consentono l'attivazione di uno o più eiettori, di dimensioni differenti e operanti in parallelo, sono visti come un'applicazione più efficiente rispetto agli eiettori a sezione di passaggio variabile.

Pertanto, nell'ambito delle ricerche applicate relative alle pompe di calore ad anidride carbonica, operanti in modalità riscaldamento e raffrescamento, è stato avviato uno studio in cui la valvola di laminazione è stata sostituita da un sistema di eiettori multipli.

Questo studio si è svolto su due livelli: da un lato l'ENEA ha testato, in camera climatica e in accordo con le normative vigenti, un prototipo di pompa di calore, raccogliendo dati sperimentali in differenti condizioni operative, al fine di caratterizzare le prestazioni della pompa di calore anche in relazione all'effetto degli eiettori; dall'altro UNINA ha utilizzato tali dati al fine di: caratterizzare il funzionamento dell'eiettore, qualificando i risultati sperimentali tramite la valutazione delle incertezze di misura; proporre metodi predittivi per la portata massica al primario e l'efficienza dell'eiettore; definire un'analisi più dettagliata del funzionamento "interno" dell'eiettore per determinare i margini di miglioramento progettuali e dare suggerimenti per una più dettagliata descrizione modellistica.

2 Prototipo in test: Implementazione della strumentazione e sistemi di acquisizione/controllo

2.1 Impianto Calorimetro ENEA

L'impianto "Calorimetro Enea", allestito presso l'edificio F40 del centro ricerche Enea Casaccia e afferente al Laboratorio Sviluppo Processi Chimici e Termofluidodinamici per l'Energia - DTE-PCU-SPCT, permette di testare pompe di calore aria/acqua secondo la normativa UNI-EN 14511 del novembre 2011 [1].

Per simulare la richiesta dell'utenza in termini di temperature dell'acqua, l'impianto è dotato di un circuito dedicato in grado di rendere disponibile il flusso d'acqua richiesto a temperatura controllata. Per la gestione delle condizioni di temperatura e umidità dell'aria ambiente in cui lavora la pompa di calore, ci si avvale di una camera climatica all'interno della quale è alloggiato il prototipo da testare.

La camera climatica in dotazione consente di testare pompe di calore aria/acqua con potenza termica fino a 50 kW. Essa è in grado di mantenere al suo interno in maniera stabile una temperatura dell'aria pari al valore di set-point impostato all'interno di un intervallo che va da -15°C a 35°C. È possibile inoltre controllare il livello di umidità relativa dal 10 al 95% esclusivamente nell'intervallo di temperatura 10°C÷35°C.

La gestione simultanea della camera climatica, del circuito idronico e del prototipo è resa possibile grazie ad una logica di controllo avanzata che permette il controllo automatico della produzione di acqua alla temperatura desiderata e lo spegnimento e l'accensione di ogni singolo componente dell'impianto "Calorimetro".

2.2 Prototipo in test

I principali componenti della macchina testata (Figura 1), sono:

- compressore semi-ermetico alternativo dotato di inverter;
- due batterie alettate, funzionanti rispettivamente da gas cooler in modalità frigorifera e da evaporatore in modalità pompa di calore;
- due scambiatori a piastre per lo scambio termico CO₂/acqua, che funzionano da evaporatore in modalità frigorifera e da gas-cooler in modalità pompa di calore;
- uno scambiatore interno a piastre;
- uno scambiatore recuperatore a tubi e mantello;
- un gruppo eiettore costituito da quattro eiettori, di diversa geometria, attivabili in maniera indipendente dal controllore installato a bordo macchina, capaci di garantire 15 configurazioni differenti;
- un separatore di liquido, installato in uscita dal gruppo eiettore;
- una valvola elettronica come ulteriore organo di laminazione.

Gli schemi circuitali della macchina sono riportati in Figura 2 (modalità riscaldamento) e in Figura 3 (modalità raffrescamento). Negli schemi riportati sono indicati anche i punti in cui sono stati collocati i sensori di temperatura e di pressione lungo il circuito.



Figura 1. Prototipo di pompa di calore con sistema multi eiettore installato in camera climatica

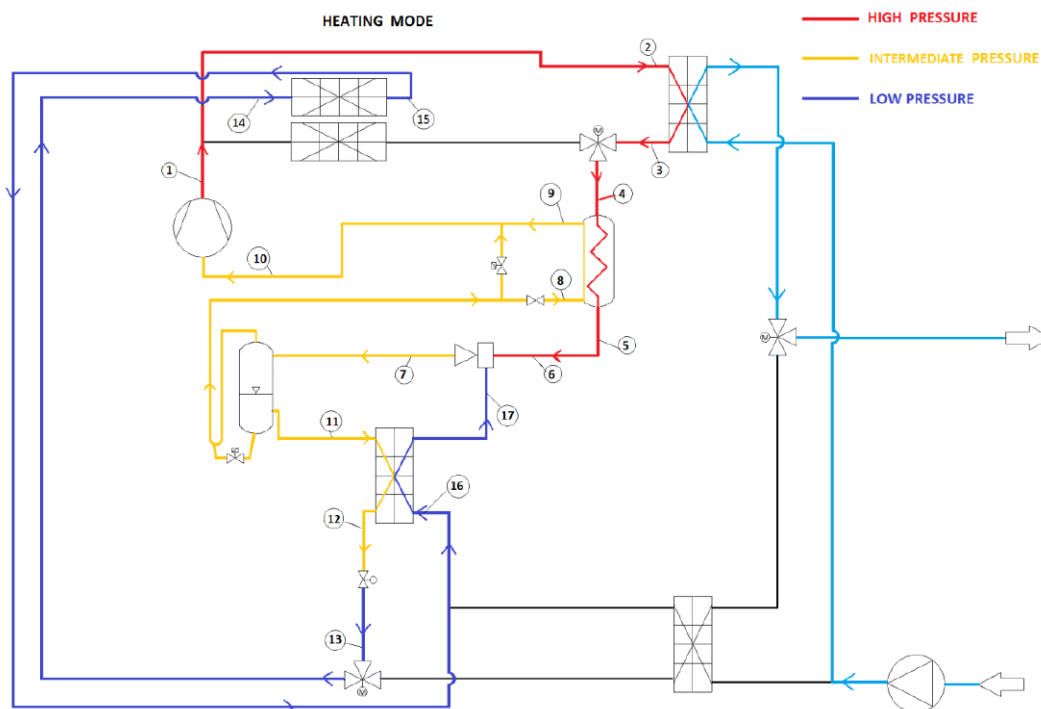


Figura 2. Schema circuitale del prototipo in modalità pompa di calore

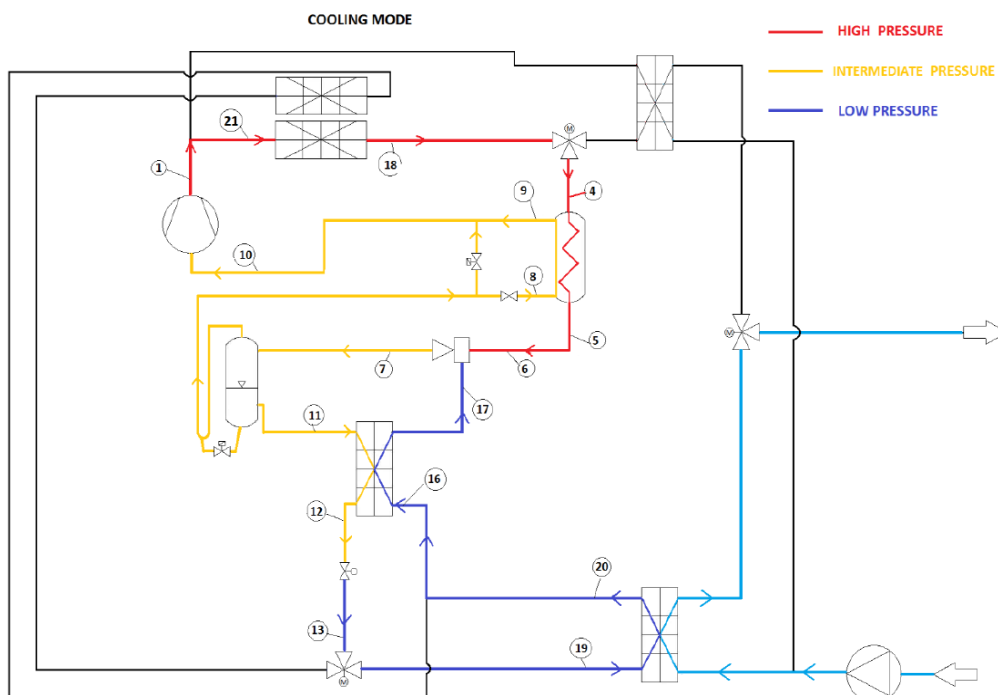


Figura 3. Schema circuitale del prototipo in modalità frigorifera

2.3 Strumentazione di misura

La Tabella 1 riassume le caratteristiche della strumentazione di misura.

Tabella 1. Caratteristiche della strumentazione di misura

Nome	Grandezza	Unità misura	Range Grandezza	Tipo Sensore	Pos. Fig.
TiCP	Compressor inlet temperature	°C	0 30	TC CR/AL (K)	10
TiGC	Gas Cooler inlet temperature	°C	50 150	TC CR/AL (K)	2
ToGC	Gas Cooler outlet temperature	°C	20 80	TC CR/AL (K)	3
TiEJECpf	Ejector inlet temperature (primary flow)	°C	0 40	TC CR/AL (K)	6
ToEJEC	Ejector outlet temperature	°C	-20 80	TC CR/AL (J)	7
TiREcc	Recuperator inlet temperature (cold side)	°C	-20 20	TC FE/CO (J)	11
TiEJECsf	Ejector inlet temperature (secondary flow)	°C	-5 40	TC CR/AL (J)	17
Tiwater	Inlet water temperature	°C	0 100	TC CR/AL (K)	
Towater	Outlet water temperature	°C	0 100	TC CR/AL (K)	
Tamb	Ambient air temperature	°C	-20 45	TC CR/AL (J)	
piGC	Gas Cooler inlet pressure	bar	120	TRASMETT	2
poGC	Gas Cooler outlet pressure	bar	120	TRASMETT	3/4
piEJECpf	Ejector inlet pressure (primary flow)	bar	120	TRASMETT	6
poEJEC	Ejector outlet pressure	bar	60	TRASMETT	7/8
piCP	Compressor inlet pressure	bar	60	TRASMETT	9/10
piREcc	Recuperator inlet pressure (cold side)	bar	60	TRASMETT.	11
piEJECsf	Ejector inlet pressure (secondary flow)	bar	60	TRASMETT	17
\dot{V}_W	Water volumetric flow rate	l/min	0 235	TRASMETT	

In accordo a quanto richiesto dalla norma UNI EN 14511-parte terza [1], sono presenti termocoppie di tipo K e di tipo J e di misuratori di pressione caratterizzati da elevata accuratezza (Tabella 2 e Tabella 3 rispettivamente), posizionati all'ingresso e all'uscita di ogni componente e di un misuratore di portata volumetrica lato acqua.

Per le misure di pressione invece il prototipo dispone di trasmettitori GE DRUCK serie PTX 600 (in Figura 4).

Tabella 2. Caratteristiche termocoppie

	Termocoppie tipo K	Termocoppie tipo J
Materiali	Cr/Al	Fe/Co
Diametro esterno	0.5 mm	0.5 mm
Intervallo di taratura	-40 ÷ 1000 °C	-40 ÷ 750 °C
Incertezza	± 0.4 % sulla lettura	± 0.4 % sulla lettura

Tabella 3. Caratteristiche sensori di pressione

Campo	0-60/0-100/0-160 bar
Incertezza	0.08% del fondo scala
Intervallo di taratura	0 – 680 bar
Temperature di esercizio	-20 ÷ 200 °C

Le termocoppie lato refrigerante sono fissate sulla superficie esterna dei tubi del circuito sia per ragioni di praticità, sia per ridurre le possibili sedi di perdita del refrigerante stesso. Sul circuito acqua, invece le termocoppie sono installate all'interno dei tubi stessi e il più vicino possibile allo scambiatore, in modo da ottenere una maggiore affidabilità della misura.



Figura 4. Sensore di pressione GE DRUCK serie PTX 600

Per la misura della portata d'acqua è installato un misuratore di tipo elettromagnetico Krohne optiflux 5000 (Figura 5), alloggiato all'interno della camera, la cui misura è inviata al sistema di acquisizione Labview. La Tabella 4 indica le principali caratteristiche del misuratore Krohne optiflux 5000.

Tabella 4. Caratteristiche misuratore di portata Krohne Optiflux 5000

Incertezza	0.02% sulla lettura
Intervallo di taratura	0 ÷ 235 l/min
Intervallo di misura	0 ÷ 200 l/min



Figura 5. Misuratore di portata Krohne optiflux 5000

Tutti i misuratori appena descritti sono del tipo a due fili con alimentazione a 24 Volt. Hanno tutti un segnale di output nel campo 4 ± 20 mA il quale viene convertito dal sistema di acquisizione in un segnale di tensione nel campo 1 ± 5 V (conversione lineare) mediante una resistenza di 250 Ohm. Il software NIMAX (National Instruments Measurement & Automation Explorer) provvede a convertire il segnale da Volt alla grandezza corrispondente.

2.4 Sistema di controllo e acquisizione

Il corretto funzionamento dell'apparato sperimentale richiede un sistema a supporto della camera climatica che garantisca la stazionarietà durante la prova delle condizioni desiderate. Pertanto, a servizio della camera climatica è predisposto un gruppo frigorifero della potenza nominale di 21 kW ed un gruppo di resistenze elettriche da 60 kW suddivise in 3 pacchi da 20 kW, uno dei quali a potenza modulabile. Il controllo dell'umidità avviene tramite l'evaporatore di detto gruppo frigorifero e tramite un generatore di vapore elettrico che invia vapor d'acqua in camera. L'intero apparato è controllato da un sistema PLC implementato, creato e programmato dal produttore che gestisce il funzionamento del tutto in modo totalmente automatico. Un programma in ambiente Labview, realizzato appositamente per la macchina in prova, permette di monitorare l'andamento delle proprietà termodinamiche del refrigerante e dei parametri prestazioni della pompa di calore e di gestire l'acquisizione dei dati sperimentali (Figura 6 e Figura 7). Consente inoltre di controllare se, durante l'acquisizione dei dati, le oscillazioni delle grandezze misurate si mantengano entro gli scostamenti ammissibili, rispetto ai valori desiderati, indicati nel prospetto 4 della norma UNI EN 14511 parte 3 [1].

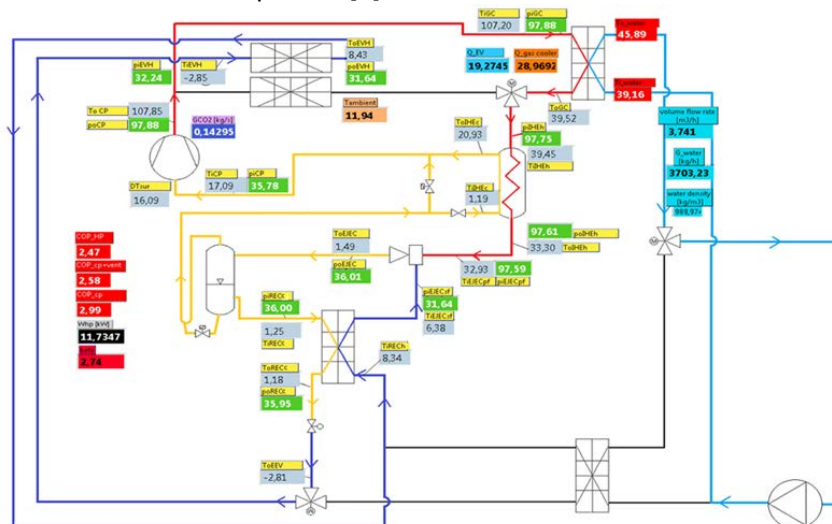


Figura 6. Schermata del sistema di acquisizione Labview

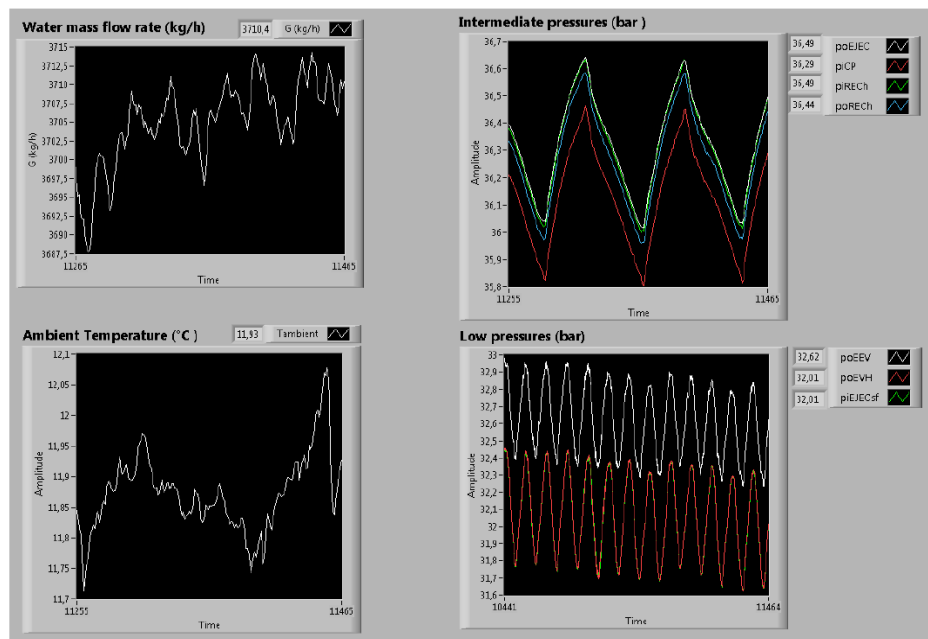


Figura 7. Andamenti dei parametri termodinamici visualizzati durante l'esecuzione di una prova tramite il programma realizzato in Labview

2.5 Metodologia di prova e fase di acquisizione dei dati

La norma UNI-EN 14511 parte terza [1] prevede che i test vadano eseguiti in tre fasi distinte: un periodo di condizionamento, un periodo di equilibrio e un periodo di raccolta dei dati. La durata della raccolta dei dati differisce a seconda del fatto che il funzionamento della pompa di calore sia in condizioni stabili o transitorie. In particolare, le tre fasi devono avere le seguenti caratteristiche:

- Periodo di condizionamento

L'apparecchiatura di ricondizionamento della camera di prova e la pompa di calore sottoposta a prova devono essere azionate sino a ottenere le tolleranze di prova specificate nel prospetto 4 della norma (sinteticamente richiamata in Tabella 5) per almeno 10 minuti.

- Periodo di equilibrio

Il periodo di equilibrio segue immediatamente il condizionamento e un periodo di recupero di 10 minuti che conclude il condizionamento. Un periodo di equilibrio completo ha una durata di un'ora. In questo periodo, a parte i test eseguiti in condizioni transitorie, la pompa di calore deve essere azionata nel rispetto delle tolleranze di prova specificate nel prospetto 4 della norma.

- Periodo di raccolta dati

Il periodo di raccolta dei dati segue immediatamente il periodo di equilibrio e ha una durata di almeno 70 minuti. I dati devono essere campionati a intervalli uniformi che si estendono ogni 30 s o meno, fatta eccezione per i cicli di sbrinamento. Durante i cicli di sbrinamento, più i primi 10 minuti che seguono la fine dello sbrinamento, i dati devono essere campionati con maggiore frequenza, a intervalli uniformi ogni 10 secondi o meno.

Per quanto riguarda la singola misura, le fluttuazioni periodiche delle grandezze misurate provocate dal funzionamento dei dispositivi di regolazione e controllo sono ammissibili, a condizione che il singolo valore e il valore medio della misura nell'intervallo di acquisizione siano entrambi inferiori agli scostamenti indicati nel prospetto 4 della norma [1].

Tabella 5. Scostamenti ammissibili dai valori impostati (prospetto 4 della norma UNI-EN 14511-3)

Grandezza misurata	Scostamenti ammissibili dei valori di media aritmetica dai valori impostati	Scostamenti ammissibili di ciascuno dei valori misurati dai valori impostati
Liquidi		
- Temperatura in entrata	±0.2 K	±0.5 K
- Temperatura in uscita	±0.3 K	±0.6 K
- Portata volumetrica	±1%	±2.5%
Aria		
- Temperatura in entrata	±0.3 K	±1 K

2.6 Elaborazione dati sperimentali

I dati sperimentali relativi ai test effettuati sono stati implementati in un modello realizzato in ambiente Matlab per le elaborazioni necessarie. Il modello contiene una serie di equazioni che, a partire dalle misure effettuate e dalla proprietà termodinamiche ricavate con Refprop, consentono di valutare le prestazioni del sistema multi eiettore.

La portata nel motive nozzle dell'eiettore è stata ricavata da un bilancio di energia lato refrigerante sul gas cooler (1). La potenza termica scambiata è stata ricavata con un bilancio di energia lato acqua sullo scambiatore stesso (2), a partire dalle misure sperimentali di temperatura e portata dell'acqua.

$$\dot{m}_{pf} = \frac{\dot{Q}_{GC}}{h_{in,gc} - h_{out,gc}} \quad \text{Eq. 1}$$

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{V}_w \cdot \rho_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad \text{Eq. 2}$$

Dove:

\dot{Q}_{GC} è la potenza termica scambiata al gas cooler espressa in kW;

\dot{V}_w è la portata volumetrica dell'acqua che attraversa il gas cooler in m³/s (misura diretta);

ρ_w e $c_{p,w}$ sono la densità espressa in kg/m³ e il calore specifico a pressione costante in kJ/kgK dell'acqua rispettivamente;

$(T_{w,out} - T_{w,in})$ è la differenza di temperature dell'acqua attraverso il gas cooler;

$(h_{in,gc} - h_{out,gc})$ è la differenza di entalpia dell'anidride carbonica attraverso il gas cooler in kJ/kg, calcolata con Refprop a partire dalle misure di pressione di temperature del refrigerante all'ingresso e all'uscita del gas cooler rispettivamente.

Per la determinazione della portata di refrigerante al secondario, cioè quella che attraversa l'evaporatore, si è utilizzata l'equazione (3), applicando il bilancio di energia ad un volume di controllo che racchiude l'evaporatore, la valvola di laminazione elettronica e lo scambiatore recuperatore.

$$\dot{m}_{sf} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{h_{in,REC,c} - h_{in,sf}} \quad \text{Eq. 3}$$

Dove:

$h_{in,REC,c}$ è l'entalpia del refrigerante in ingresso al recuperatore lato freddo, valutata con Refprop a partire da misure dirette di temperatura e pressione;

$h_{in,sf}$ è l'entalpia del refrigerante in ingresso al suction nozzle dell'eiettore valutata con Refprop a partire da misure dirette di temperatura e pressione.

La potenza termica scambiata all'evaporatore è stata ricavata, tramite un bilancio di energia applicato ad un volume di controllo che include tutta la macchina, tramite la seguente equazione:

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{Q}_{GC} - \dot{W}_{CP} \quad \text{Eq. 4}$$

Dove \dot{W}_{CP} rappresenta la potenza elettrica assorbita dal compressore, ricavata attraverso una misura diretta.

Per quanto riguarda i parametri relativi al funzionamento dell'eiettore, si definiscono il rapporto di trascinamento, il pressure lift e l'efficienza dell'eiettore.

Il pressure lift Π_{lift} è definito come rapporto tra la pressione in uscita dall'eiettore $P_{out,ej}$ e la pressione in ingresso all'eiettore del fluido secondario $P_{in,sf}$:

$$\Pi_{lift} = \frac{P_{out,ej}}{P_{in,sf}} \quad \text{Eq. 5}$$

Il rapporto di trascinamento μ è definito come rapporto tra la portata di fluido al secondario \dot{m}_{sf} e la portata di fluido al primario \dot{m}_{pf} :

$$\mu = \frac{\dot{m}_{sf}}{\dot{m}_{pf}} \quad \text{Eq. 6}$$

L'efficienza dell'eiettore è definita come rapporto tra il lavoro recuperato dall'eiettore e il massimo lavoro recuperabile.

$$\eta_{ej} = \frac{\dot{W}_{rec}}{\dot{W}_{rec,max}} \quad \text{Eq. 7}$$

In letteratura sono disponibili diverse formulazioni per la valutazione di tale parametro: il metodo proposto da Elbel [2], e qui utilizzato, ha il vantaggio di non richiedere la conoscenza delle pressioni interne all'eiettore, sfruttando unicamente variabili provenienti da semplici misurazioni sperimentali.

Le trasformazioni che avvengono all'interno dell'eiettore possono essere ricondotte a due differenti processi che riguardano l'espansione del flusso primario e la compressione del flusso secondario fino alla pressione di uscita dall'eiettore. Con riferimento al piano p-h di Figura 8, è possibile individuare la localizzazione dei punti relativi allo stato del refrigerante impiegati per il calcolo dell'efficienza dell'eiettore. Il denominatore dell'equazione (7) può essere espresso nel seguente modo:

$$\dot{W}_{rec,max} = \dot{m}_{gc} \int_{S_B}^{S_A} T_{diff,out} ds \quad \text{Eq. 8}$$

Poiché A e B sono alla stessa pressione, con la (9) è possibile semplificare la (8) e ottenere l'equazione (10).

$$TdS = dh - vdP \quad \text{Eq. 9}$$

$$\dot{W}_{rec,max} = \dot{m}_{gc}(h_A - h_B) \tag{Eq. 10}$$

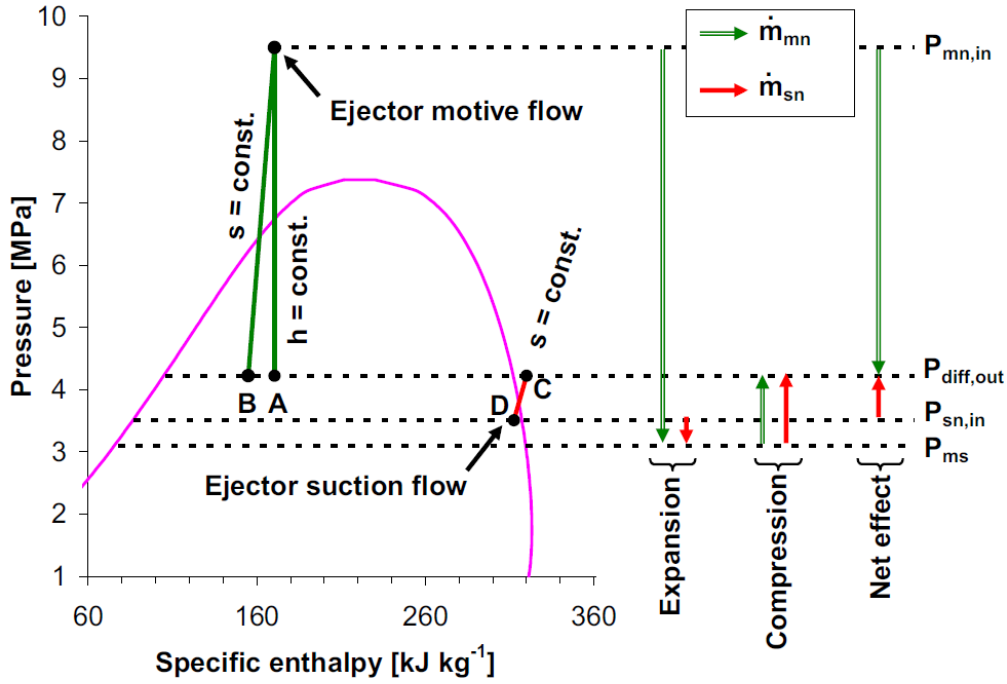


Figura 8. Compressione del flusso primario e espansione del flusso secondario all'interno di un eiettore bifase ad anidride carbonica

Il numeratore della (8) invece può essere espresso con la (11). Tuttavia, la risoluzione dell'integrale richiederebbe la conoscenza della dipendenza del volume specifico dalla pressione durante la compressione D-C. Un approccio conservativo assume isoentropica e adiabatica la compressione: pertanto, sfruttando la semplificazione offerta dalla (9), si ottiene la (12).

$$\dot{W}_{rec} = \dot{m}_{ev} \int_D^C v(P) dP \tag{Eq. 11}$$

$$\dot{W}_{rec} = \dot{m}_{ev}(h_C - h_D) \tag{Eq. 12}$$

Combinando la (7), (10) e (12) si ottiene:

$$\eta_{ej} = \mu \cdot \frac{h_C - h_D}{h_A - h_B} \tag{Eq. 13}$$

Come parametri statistici per la valutazione degli scostamenti dei risultati analitici rispetto ai dati sperimentali sono stati utilizzati l'errore medio percentuale (M.E.), l'errore medio assoluto (M.A.E.) e la deviazione standard (DEV. STD.). Gli errori sono stati calcolati come scostamento del dato analitico rispetto a quello sperimentale.

$$M.E. [\%] = \frac{X_{mod} - X_{sper}}{X_{sper}} \cdot 100 \tag{Eq. 14}$$

$$M.A.E. [\%] = \frac{|X_{mod} - X_{sper}|}{X_{sper}} \cdot 100 \tag{Eq. 15}$$

Dove con X_{mod} e X_{sper} si indicano rispettivamente la generica grandezza ricavata tramite correlazioni o implementazione di modelli analitici e la grandezza ottenuta sperimentalmente.

2.7 Incertezze di misura

2.7.1 Introduzione e riferimenti normativi

L'obiettivo di una misurazione è quello di determinare il valore del misurando ovvero della grandezza da misurare. In generale, però, il risultato di una misurazione è solamente un'approssimazione o una stima del valore del misurando, poiché le operazioni di misurazione sono tutte inevitabilmente affette da incertezza, cioè da un grado di indeterminazione con il quale il processo di misurazione ottiene il risultato. Ripetendo più volte la stessa misurazione non si ottengono sempre gli stessi risultati, sebbene si possa verificare che essi siano compresi all'interno di una certa fascia di valori. Possiamo quindi ipotizzare che il valore della misura è, con una certa probabilità, compreso all'interno della distribuzione individuata da questa fascia di valori e, inoltre, che maggiore è il numero di misurazioni che hanno fornito lo stesso risultato di misura, maggiore è l'attendibilità di quel risultato.

Un risultato di misura per essere utilizzabile richiede un'indicazione quantitativa della sua attendibilità e qualità. Senza tale indicazione, infatti, i risultati delle misurazioni non possono essere confrontati né tra di loro, né con valori di riferimento assegnati da specifiche o norme. Tale indicazione si esprime in termini di incertezza del risultato di misura.

La più recente normativa internazionale pubblicata in Italia che si occupa di incertezza di misura è la norma UNI CEI ENV 13005 "Guida all'espressione dell'incertezza di misura", (traduzione italiana della norma internazionale ISO ENV 13005 "Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM)"). Ogni certificazione di misura deve attenersi a tale guida.

La definizione formale del termine "incertezza di misura" riportata nella suddetta norma è la seguente: parametro, associato al risultato di una misurazione, che caratterizza la dispersione dei valori ragionevolmente attribuiti al misurando.

L'incertezza descrive completamente la qualità della misura e presuppone che tutti gli effetti sistematici, eventualmente presenti nel processo di misurazione, siano stati corretti.

Secondo le raccomandazioni degli organismi internazionali competenti, le incertezze sono classificate nelle categorie A e B in base al metodo utilizzato per stimarle. Precisamente, sono di categoria A quelle valutate per mezzo dell'analisi statistica di serie di osservazioni, di categoria B quelle valutate con mezzi diversi dall'analisi statistica di serie di osservazioni.

L'informazione utilizzata per stimare l'incertezza di categoria A proviene dall'esperimento stesso o misurazione che si sta eseguendo, mentre quella di categoria B deriva da fonti esterne, quali dati di misurazioni precedenti, esperienza o conoscenza generale del comportamento e delle proprietà dei materiali e strumenti di interesse, specifiche tecniche dichiarate dal costruttore, dati forniti in certificati di taratura o altri, incertezze assegnate a valori di riferimento presi da manuali.

Lo scopo della classificazione in categoria A e categoria B è quello di indicare le due diverse modalità di valutazione dei contributi dell'incertezza e non sottintende l'esistenza di differenze nella natura delle componenti risultanti dai due tipi di valutazione. Entrambi i tipi di valutazione sono basati su distribuzioni di probabilità e le componenti risultanti da ambedue i metodi sono quantificate mediante varianze o scarti tipo.

2.7.2 Incertezza tipo di categoria A

Un approccio di categoria A può essere seguito quando una grandezza X può essere valutata direttamente in modo sperimentale, ad esempio in laboratorio, attraverso la ripetizione di un processo di misurazione, in condizioni controllate. La stima della media sperimentale x_m della grandezza X , a partire da N osservazioni statisticamente indipendenti x_j , è data dalla relazione seguente:

$$x_m = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_j \quad \text{Eq. 16}$$

La variabilità delle misure può essere espressa tramite il parametro deviazione standard σ_x

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (x_i - x_m)^2}$$
Eq. 17

L'incertezza tipo di categoria A è pari alla deviazione standard che ha le stesse dimensioni del misurando:

$$u_A = \sigma_x$$
Eq. 18

Da quanto detto si evince che, eseguendo misurazioni ripetute e assumendo come risultato di misura la stima della media secondo la (9), è possibile ottenere una tendenziale riduzione dello scarto tipo e, quindi, dell'incertezza della misura di un fattore pari alla radice quadrata del numero di misurazioni eseguite. Riguardo quest'ultimo concetto bisogna fare una precisazione: perché siano valide le espressioni su riportate, è necessario avere un numero di osservazioni $N > 25$ e che tali osservazioni siano statisticamente indipendenti ed effettuate sempre nelle medesime condizioni. All'aumentare del numero di osservazioni non è facile garantirne l'indipendenza e inoltre aumenta corrispondentemente il tempo di osservazione, pertanto, perché i risultati mediati siano significativi, è necessario che, durante il tempo di misura, sia comunque verificata la stazionarietà di tutte le grandezze coinvolte nelle misurazioni stesse.

2.7.3 Incertezza tipo di categoria B

Se la stima della grandezza d'ingresso X non è stata ottenuta tramite osservazioni ripetute, l'incertezza di tale stima va valutata con metodi di categoria B. L'incertezza tipo, $u_B(X)$, si valuta in base ad un giudizio scientifico su tutte le informazioni utili sulla possibile variabilità di X . Tali informazioni includono:

- dati di precedenti misurazioni;
- esperienza o conoscenza generale del comportamento e delle proprietà dei materiali e strumenti di interesse;
- specifiche tecniche del costruttore;
- dati forniti in certificati di taratura o rapporti simili;
- incertezze assegnate a valori di riferimento presi da manuali.

Il corretto uso delle informazioni disponibili per la valutazione dell'incertezza tipo di categoria B richiede intuizione basata sull'esperienza e sulla conoscenza generale dello specifico problema di misura da affrontare.

2.7.4 Valutazione dell'incertezza tipo composta

L'incertezza tipo del risultato di una misurazione viene denominata incertezza composta u_c ed è uguale alla radice quadrata positiva della varianza composta ottenuta combinando tutte le componenti di varianza e covarianza valutate attraverso la legge di propagazione dell'incertezza.

Occorre distinguere il caso in cui sia effettuata una misura diretta, attraverso quindi un confronto diretto con un campione di riferimento, da quello di una misura indiretta. Molto spesso il misurando non è direttamente misurabile, ma è determinato attraverso la misurazione (conoscenza) di altre N grandezze X_1, \dots, X_N , a loro volta misurando attraverso una relazione del tipo:

$$Y = f(X_1, \dots, X_N)$$
Eq. 19

con Y = misurando, f = modello (legame funzionale), X_N = grandezze che andiamo a misurare per ricavare, tramite il modello f , il misurando Y . Il modello f deve contenere tutte le grandezze d'ingresso che possono originare sul risultato della misurazione una componente di incertezza significativa non trascurabile. La relazione funzionale f può essere determinata sperimentalmente o valutata tramite un algoritmo esistente. È necessario inoltre distinguere, per quanto riguarda le misure indirette, il caso in cui le grandezze d'ingresso X_N sono tutte scorrelate da quello in cui le grandezze d'ingresso sono correlate tra loro. L'incertezza composta è data quindi dalle seguenti relazioni:

- Misura diretta

$$u_c = \sqrt{u_A^2 + u_B^2} \quad \text{Eq. 20}$$

- Misura indiretta grandezze scorrelate

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 u_c^2(x_i)} \quad \text{Eq. 21}$$

- Misura indiretta grandezze correlate

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i, x_j)} \quad \text{Eq. 22}$$

dove $u(x_i, x_j)$ rappresenta la covarianza stimata associata a x_i e x_j .

Moltiplicando l'incertezza tipo composta per un fattore di copertura k si ottiene l'incertezza estesa U :

$$U = k \cdot u_c \quad \text{Eq. 23}$$

Lo scopo della valutazione di U è individuare un intervallo intorno al risultato della misurazione (valore medio) che ci si aspetta possa comprendere una rilevante porzione della distribuzione dei valori che si possono ragionevolmente attribuire al misurando. La scelta del fattore k di copertura è basata sulla probabilità di copertura o sul livello di fiducia richiesto all'intervallo e la sua valutazione dipende dal modello matematico scelto per rappresentare la distribuzione di valori reale.

In generale, il fattore di copertura assume valore pari a 2. Questo valore di k assicura l'esistenza di un intervallo di valori all'interno del quale si ha il 95,45% di probabilità che si incontri il valore ritenuto vero.

2.7.5 Metodologia per il calcolo dell'incertezza

La procedura per la valutazione e la dichiarazione dell'incertezza è la seguente:

1. Si esprime matematicamente la relazione tra il misurando Y e le grandezze d'ingresso X_i da cui Y dipende: $Y=f(X_1, X_2, \dots, X_N)$. La funzione f dovrebbe contenere ogni grandezza, comprese tutte le correzioni ed i fattori di correzione, che possono contribuire con una componente significativa all'incertezza del risultato della misurazione.
2. Si determina x_i , il valore stimato della grandezza d'ingresso X_i , sulla base dell'analisi statistica di serie di osservazioni o mediante altri metodi.
3. Si valuta l'incertezza tipo $u(x_i)$ di ciascuna stima d'ingresso x_i . Per una stima d'ingresso ottenuta sulla base dell'analisi statistica di serie di osservazioni, l'incertezza è valutata secondo una "valutazione di categoria A dell'incertezza tipo". Per una stima d'ingresso ottenuta con altri metodi, l'incertezza tipo $u(x_i)$ è valutata secondo una "valutazione di categoria B dell'incertezza tipo".
4. Si valutano le covarianze associate alle stime d'ingresso eventualmente correlate.
5. Si calcola il risultato della misurazione, vale a dire la stima y del misurando Y , dalla relazione funzionale f usando, per le grandezze d'ingresso X_i , le corrispondenti stime x_i ricavate al passo 2.
6. Si determina l'incertezza tipo $u(y)$ del risultato della misurazione y dalle incertezze tipo e dalle covarianze associate alle stime d'ingresso. Se la misurazione determina simultaneamente più di una stima d'uscita, se ne calcolino le covarianze.
7. Se è necessario dare un'incertezza estesa $U(y)$ si ricava a partire dalla distribuzione usata per y e dal livello di confidenza richiesto il fattore di copertura k .
8. Si riporta il risultato della misurazione y con la sua incertezza tipo $u(y)$, o la sua incertezza estesa $U(y)$ specificando anche il fattore di copertura k .

2.8 Valutazione delle incertezze

Le incertezze legate ai processi di misura effettuati sono state calcolate come di seguito esposto, in base al tipo di misura eseguita (diretta o indiretta).

2.8.1 Misure di temperatura

Le temperature sono valutate con misure dirette e quindi, per quanto detto, la loro incertezza può essere valutata con la seguente relazione.

$$u_c(T_i) = \sqrt{u_A(T_i)^2 + u_B(T_i)^2} \quad \text{Eq. 24}$$

2.8.2 Misure di pressione

Anche le pressioni sono valutate con misure dirette, quindi la loro incertezza può essere valutata con la seguente relazione.

$$u_c(p_i) = \sqrt{u_A(p_i)^2 + u_B(p_i)^2} \quad \text{Eq. 25}$$

2.8.3 Misura della potenza elettrica

La valutazione della potenza elettrica assorbita dal compressore è stata ottenuta con una misura diretta, pertanto la corrispondente incertezza sarà pari a:

$$u_c(W_{CP}) = \sqrt{u_A(W_{CP})^2 + u_B(W_{CP})^2} \quad \text{Eq. 26}$$

2.8.4 Misure di portata

La portata d'acqua è stata valutata con una misura diretta della portata volumetrica circolante, pertanto è possibile esprimere l'incertezza con la relazione seguente:

$$u_c(\dot{V}_w) = \sqrt{u_A(\dot{V}_w)^2 + u_B(\dot{V}_w)^2} \quad \text{Eq. 27}$$

Per la valutazione delle portate di refrigerante evolventi nell'impianto, vista l'assenza di misuratori di portata, si è provveduto a eseguire bilanci di energia sul gas cooler e sull'evaporatore per il calcolo della portata al primario e della portata al secondario rispettivamente.

La portata al primario è stata ricavata con la (1) per cui la corrispondente incertezza è pari a:

$$u_c(\dot{m}_{pf}) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_c^2(x_i) \right]} = \sqrt{\sum_{i=1}^2 \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{pf}}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_c^2(x_i) \right]} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{pf}}{\partial \dot{Q}_{GC}} \right)^2 \cdot u_c^2(\dot{Q}_{GC}) \right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{pf}}{\partial \Delta h_{gc}} \right)^2 \cdot u_c^2(\Delta h_{gc}) \right]} \quad \text{Eq. 28}$$

avendo indicato con f il modello matematico traverso il quale si valuta la \dot{m}_{pf} , con il termine $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ i coefficienti di sensibilità e con $u_c(x_i)$ l'incertezza legata alla misura i -ma da cui dipende \dot{m}_{pf} .

Si ha:

$$\frac{\partial \dot{m}_{pf}}{\partial \Delta h_{gc}} = - \frac{\dot{Q}_{GC}}{\Delta h_{gc}^2} \left[\frac{kW \cdot m^3}{kg} \right] \quad \text{Eq. 29}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{pf}}{\partial \dot{Q}_{GC}} = \frac{1}{\Delta h_{gc}} \left[\frac{kW \cdot m^3}{kg} \right] \quad \text{Eq. 30}$$

La portata al secondario è stata valutata con l'equazione (3):

$$u_c(\dot{m}_{sf}) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_c^2(x_i) \right]} = \sqrt{\sum_{i=1}^2 \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{sf}}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_c^2(x_i) \right]} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{sf}}{\partial \dot{Q}_{EV}} \right)^2 \cdot u_c^2(\dot{Q}_{EV}) \right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{sf}}{\partial \Delta h} \right)^2 \cdot u_c^2(\Delta h) \right]}$$

Eq. 31

avendo indicato con f il modello matematico traverso il quale si valuta la \dot{m}_{sf} , con il termine $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ i coefficienti di sensibilità e con $u_c(x_i)$ l'incertezza legata alla misura i-ma da cui dipende \dot{m}_{sf} .
Si ha:

$$\frac{\partial \dot{m}_{sf}}{\partial \Delta h} = - \frac{\dot{Q}_{EV}}{\Delta h^2} \left[\frac{kW \cdot m^3}{kg} \right]$$

Eq. 32

$$\frac{\partial \dot{m}_{sf}}{\partial \dot{Q}_{EV}} = \frac{1}{\Delta h} \left[\frac{kW \cdot m^3}{kg} \right]$$

Eq. 33

2.8.5 Valutazione della potenza termica

La potenza termica scambiata al gas-cooler è stata ricavata con la (2), quindi la corrispondente incertezza composta sarà pari a:

$$u_c(\dot{Q}_{GC}) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_c^2(x_i) \right]} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_c^2(x_i) \right]}$$

$$= \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial \rho_w} \right)^2 \cdot u_c^2(\rho_w) \right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial \dot{V}_w} \right)^2 \cdot u_c^2(\dot{V}_w) \right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial c_w} \right)^2 \cdot u_c^2(c_w) \right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial T_{w,out}} \right)^2 \cdot u_c^2(T_{w,out}) \right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial T_{w,in}} \right)^2 \cdot u_c^2(T_{w,in}) \right]}$$

Eq. 34

avendo indicato con f il modello matematico traverso il quale si valuta la \dot{Q}_{GC} , con il termine $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ i coefficienti di sensibilità e con $u_c(x_i)$ l'incertezza legata alla misura i-ma da cui dipende \dot{Q}_{GC} .
Si ha:

$$\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial \rho_w} = \dot{V}_w \cdot c_w \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \left[\frac{kW \cdot m^3}{kg} \right]$$

Eq. 35

$$\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial \dot{V}_w} = \rho_w \cdot c_w \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \left[\frac{kJ}{m^3} \right]$$

Eq. 36

$$\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial c_w} = \rho_w \cdot \dot{V}_w \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \left[\frac{kg \cdot K}{s} \right]$$

Eq. 37

$$\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial T_{w,out}} = \rho_w \cdot \dot{V}_w \cdot c_w \left[\frac{kW}{K} \right]$$

Eq. 38

$$\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial T_{w,in}} = \rho_w \cdot \dot{V}_w \cdot c_w \left[\frac{kW}{K} \right]$$

Eq. 39

Avendo considerato trascurabile la variazione della densità dell'acqua al variare della pressione, per la sua valutazione si è considerato un polinomio interpolante del secondo ordine funzione solo della temperatura dell'acqua all'uscita dello scambiatore, laddove è posizionato il misuratore di portata volumetrica, del tipo:

$$\rho_w(T_{w,out}) = a_1 \cdot T_{w,out}^2 + b_1 \cdot T_{w,out} + c_1 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad \text{Eq. 40}$$

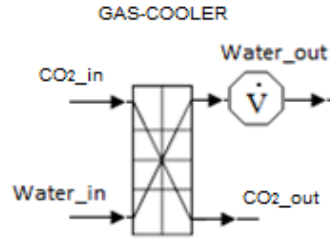


Figura 9. Posizionamento del misuratore di portata volumetrica dell'acqua

In tal modo, l'incertezza sulla misura indiretta della densità sarà funzione solamente dell'incertezza sulla misura della temperatura $T_{w,out}$:

$$u_c(\rho_w) = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho_w}{\partial T_{w,out}} \right) \cdot u_c^2(T_{w,out})} = \sqrt{(2 \cdot a_1 \cdot T_{w,out} + b_1)^2 \cdot u_c^2(T_{w,out})} \quad \text{Eq. 41}$$

Come fatto per la densità, anche nella valutazione del calore specifico dell'acqua si è tenuto in conto solo l'influenza della temperatura, espressa con un polinomio interpolante del secondo ordine del tipo:

$$c_{p,W}(T_{w,out}) = a_2 \cdot T_{w,out}^2 + b_2 \cdot T_{w,out} + c_2 \left[\frac{kJ}{kgK} \right] \quad \text{Eq. 42}$$

Così facendo, l'incertezza sulla misura indiretta del calore specifico sarà legata solamente all'incertezza sulla misura della temperatura $T_{w,out}$:

$$u_c(c_w) = \sqrt{\left(\frac{\partial c_w}{\partial T_{w,out}} \right) \cdot u_c^2(T_{w,out})} = \sqrt{(2 \cdot a_2 \cdot T_{w,out} + b_2)^2 \cdot u_c^2(T_{w,out})} \quad \text{Eq. 43}$$

Per la valutazione della potenza termica scambiata all'evaporatore si è utilizzata l'equazione (4), per cui la corrispondente incertezza composta è pari a:

$$u_c(\dot{Q}_{EV}) = \sqrt{u_c(Q_{GC})^2 + u_c(\dot{W}_{CP})^2} \quad \text{Eq. 44}$$

Dove l'incertezza composta della potenza termica scambiata al gas cooler è espressa dalla relazione (27) e la potenza elettrica assorbita dal compressore tramite l'equazione (19);

2.8.6 Valutazione del pressure lift

Il pressure lift è stimato secondo la definizione (5). L'incertezza composta può pertanto essere espressa in funzione delle variabili da cui dipende.

$$u_c(\Pi_{lift}) = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \Pi_{lift}}{\partial p_{in,sf}} \right)^2 \cdot u_c^2(p_{in,sf}) \right] + \left[\left(\frac{\partial \Pi_{lift}}{\partial p_{out,ej}} \right)^2 \cdot u_c^2(p_{out,ej}) \right]} \quad \text{Eq. 45}$$

Con:

$$\frac{\partial \Pi_{lift}}{\partial p_{in,sf}} = - \frac{p_{out,ej}}{p_{in,sf}^2} \quad \text{Eq. 46}$$

$$\frac{\partial \Pi_{uft}}{\partial p_{out,ej}} = \frac{1}{p_{in,sf}} \quad \text{Eq. 47}$$

2.8.7 Valutazione del rapporto di trascinamento

Il rapporto di trascinamento è stimato secondo la definizione (6). L'incertezza composta può pertanto essere espressa in funzione delle variabili da cui dipende:

$$u_c(\mu) = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \mu}{\partial \dot{m}_{pf}} \right)^2 \cdot u_c^2(\dot{m}_{pf}) \right] + \left[\left(\frac{\partial \mu}{\partial \dot{m}_{sf}} \right)^2 \cdot u_c^2(\dot{m}_{sf}) \right]} \quad \text{Eq. 48}$$

Con:

$$\frac{\partial \mu}{\partial \dot{m}_{pf}} = -\frac{\dot{m}_{sf}}{\dot{m}_{pf}^2} \quad \text{Eq. 49}$$

$$\frac{\partial \mu}{\partial \dot{m}_{sf}} = \frac{1}{\dot{m}_{pf}} \quad \text{Eq. 50}$$

2.8.8 Valutazione dell'efficienza dell'eiettore

L'efficienza dell'eiettore è calcolata utilizzando la relazione (13). L'incertezza composta può pertanto essere espressa in funzione delle variabili da cui dipende:

$$\begin{aligned} u_c(\eta_{eiec}) &= \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_c^2(x_i) \right]} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 \left[\left(\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_c^2(x_i) \right]} \\ &= \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial \mu} \right)^2 \cdot u_c^2(\mu) \right] + \left[\left(\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial h_A} \right)^2 \cdot u_c^2(h_A) \right] + \left[\left(\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial h_B} \right)^2 \cdot u_c^2(h_B) \right] + \left[\left(\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial h_C} \right)^2 \cdot u_c^2(h_C) \right] + \left[\left(\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial h_D} \right)^2 \cdot u_c^2(h_D) \right]} \end{aligned} \quad \text{Eq. 51}$$

avendo indicato con f il modello matematico attraverso il quale si valuta l'efficienza dell'eiettore, con il termine $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ i coefficienti di sensibilità e con $u_c(x_i)$ l'incertezza legata alla misura x_i da cui dipende η_{eiec} .

Si ha:

$$\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial \mu} = \frac{h_C - h_D}{h_A - h_B} \quad [-] \quad \text{Eq. 52}$$

$$\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial h_A} = -\frac{\mu \cdot (h_C - h_D)}{(h_A - h_B)^2} \quad \left[\frac{kg}{J} \right] \quad \text{Eq. 53}$$

$$\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial h_B} = \frac{\mu \cdot (h_C - h_D)}{(h_A - h_B)^2} \quad \left[\frac{kg}{J} \right] \quad \text{Eq. 54}$$

$$\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial h_C} = \frac{\mu}{h_A - h_B} \quad \left[\frac{kg}{J} \right] \quad \text{Eq. 55}$$

$$\frac{\partial \eta_{eiec}}{\partial h_D} = -\frac{\mu}{h_A - h_B} \quad \left[\frac{kg}{J} \right] \quad \text{Eq. 56}$$

2.8.9 Valutazione delle entalpie

Per la determinazione delle entalpie si è utilizzato il software Refprop, a partire dalle misure sperimentali di pressione e temperatura. È possibile esprimere l'incertezza sul valore dell'entalpia in funzione dei parametri da cui dipende l'entalpia stessa:

$$u_c(h) = \left| \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{p=cost} \cdot u_c(T) + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_{T=cost} \cdot u_c(p) \right| \quad \text{Eq. 57}$$

Per la determinazione delle derivate parziali delle entalpie si è proceduto alla valutazione della loro variazione a pressione costante (temperatura costante) in un intorno della temperatura (della pressione).

Come intorno si è scelto:

$\Delta T = \pm 0.4\%$ sulla lettura

$\Delta p = \pm 0.08\%$ sul fondo scala

Tali scelte sono state fatte con lo scopo di tenere in considerazione le incertezze della strumentazione di misura che equipaggia il prototipo.

Nel caso in cui bisogna valutare l'incertezza composta di una differenza di entalpie, essa può essere espressa dalla seguente relazione.

$$u_c(\Delta h) = \sqrt{u_c(h_{in})^2 + u_c(h_{out})^2} \quad \text{Eq. 58}$$

Avendo indicato con h_{in} e h_{out} le entalpie dei punti di ingresso e uscita dal generico componente.

3 Matrice di prova

In Tabella 6 si riportano le condizioni al contorno alla macchina con la relativa configurazione del sistema multi eiettore investigate. In sintesi, la temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler è stata fatta variare nell'intervallo 10÷50°C mentre la temperatura dell'acqua di uscita dal gas cooler nell'intervallo 20÷80°C. La temperatura ambiente ha assunto valori nel range -15÷30°C. Per la frequenza sono stati scelti tre valori: 40, 50 e 60 Hz. In Figura 10 si riportano, sul piano pressione-entalpia specifica, tutte le prove effettuate in termini di condizioni del fluido in ingresso al motive nozzle.

Tabella 6. Condizioni di prova in modalità pompa di calore per il prototipo in test

N° prova [#]	Tw,in [°C]	Tw,out [°C]	Tamb [°C]	f [Hz]	eiettore [#]
1	31	36	2	40	ej1 + ej3
2	29	36	12	40	ej1 + ej3
3	40	46	7	40	ej1 + ej3
4	42	46	-7	40	ej1 + ej3
5	39	46	12	40	ej1 + ej3
6	47	55	7	40	ej2 + ej3
7	46	55	12	40	ej4
8	47	55	7	50	ej4
9	20	61	7	50	ej1 + ej3
10	40	60	7	50	ej1 + ej3
11	20	60	7	60	ej1 + ej3
12	20	60	-2	60	ej1 + ej3
13	40	60	-2	60	ej1 + ej3
14	40	60	7	40	ej1 + ej3
15	40	60	7	60	ej4
16	39	60	7	40	ej1 + ej3
17	50	60	7	60	ej1 + ej3 + ej4
18	50	60	-3	60	ej1 + ej4
19	30	38	7	60	ej1 + ej3
20	21	60	7	50	ej1 + ej3
21	20	59	7	50	ej3
22	20	46	7	50	ej1 + ej2
23	40	60	7	50	ej1 + ej3
24	40	60	7	50	ej3
25	40	59	7	50	ej1 + ej2
26	40	60	7	50	ej1 + ej2
27	40	61	7	50	ej1 + ej3
28	40	60	7	50	ej2 + ej3
29	40	60	7	50	ej1 + ej2 + ej3
30	40	60	7	50	ej4
31	40	60	7	50	ej1 + ej4
32	40	60	7	50	ej2 + ej4
33	40	60	7	50	ej1 + ej2 + ej4
34	30	60	5	50	ej1 + ej3
35	30	60	7	50	ej3
36	30	60	20	50	ej3
37	30	60	5	50	ej1 + ej3
38	30	60	4	50	ej2 + ej3
39	30	60	4	50	ej1 + ej2 + ej3
40	30	60	4	50	ej4
41	30	60	4	50	ej1 + ej4
42	30	59	4	50	ej2 + ej4
43	40	60	12	50	ej1 + ej3
44	40	60	12	50	ej2 + ej3
45	40	60	12	50	ej1 + ej2 + ej3
46	40	60	12	50	ej4
47	40	59	12	50	ej2 + ej4
48	40	59	12	50	ej1 + ej2 + ej4
49	40	59	12	50	ej3 + ej4
50	40	59	12	50	ej1 + ej3 + ej4
51	40	59	12	50	ej1 + ej2 + ej3 + ej4
52	40	60	7	50	ej3

N° prova	Tw,in	Tw,out	Tamb	f	eiettore
[#]	[°C]	[°C]	[°C]	[Hz]	[#]
53	40	60	7	50	ej3
54	40	70	7	50	ej3
55	41	81	7	50	ej4
56	30	60	30	50	ej4
57	30	58	29	50	ej1 + ej2
58	50	70	12	40	ej4
59	43	68	12	40	ej3
60	40	60	12	40	ej3
61	14	60	12	60	ej4
62	16	55	12	50	ej4
63	16	45	12	60	ej3
64	21	47	12	60	ej4
65	21	41	12	60	ej3
66	11	37	7	50	ej3
67	10	41	7	60	ej3
68	12	43	35	60	ej4
69	13	43	35	50	ej4
70	13	44	35	40	ej4
71	11	41	0	40	ej4
72	11	42	0	60	ej4
73	12	18	0	50	ej3
74	13	19	0	60	ej3
75	10	57	0	60	ej3
76	13	29	5	60	ej4
77	10	59	5	60	ej4
78	11	54	5	40	ej4
79	13	24	5	50	ej4
80	20	60	12	50	ej3
81	30	60	0	50	ej3
82	30	60	-5	50	ej3
83	40	60	0	50	ej3
84	20	60	12	50	ej4
85	30	60	0	50	ej4
86	30	60	-5	50	ej4
87	40	60	0	50	ej4
88	40	60	-7	50	ej3
89	40	60	-7	50	ej4
90	47	55	0	50	ej4
91	31	61	-10	50	ej4
92	40	60	-15	50	ej4
93	31	61	-10	50	ej3
94	29	59	-15	50	ej3
95	41	61	-15	50	ej3
96	47	55	7	50	ej4
97	47	55	0	50	ej4
98	40	60	-15	50	ej4
99	40	60	-7	50	ej3 + ej4
100	20	60	12	50	ej3 + ej4
101	12	25	5	50	ej4
102	30	60	12	40	ej3
103	26	61	15	60	ej4
104	29	55	35	60	ej3 + ej4
105	30	54	35	60	ej4
106	35	50	30	50	ej3
107	30	60	4	50	ej3 + ej4
108	34	59	-8	40	ej1 + ej3
109	32	41	27	50	ej4
110	33	42	28	40	ej3

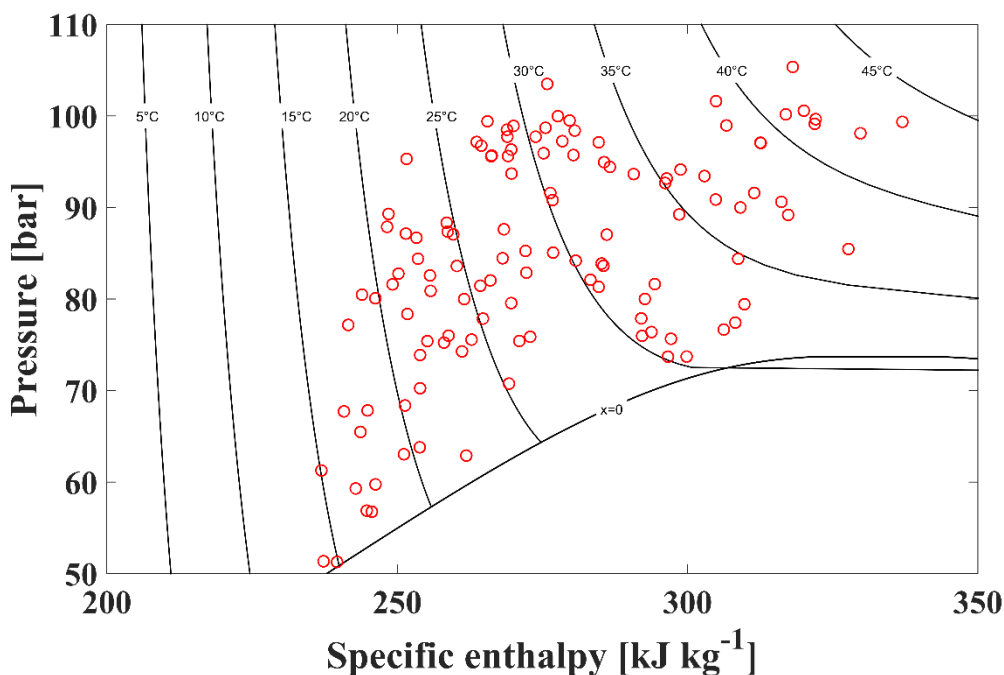


Figura 10. Rappresentazione sul piano p-h delle condizioni di ingresso del fluido nel motive nozzle, per tutte le prove effettuate.

Al fine di caratterizzare il funzionamento dell'eiettore, le condizioni al contorno alla macchina sono state fatte variare in maniera tale da investigare un numero elevato di condizioni operative differenti per ogni singolo eiettore. A titolo di esempio, in Figura 11 si riportano le condizioni termodinamiche del fluido all'ingresso del motive nozzle per una singola configurazione del sistema multi eiettore.

Come evidenziato in figura, variando le condizioni al contorno (temperatura della camera climatica, temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita dal gas cooler e la frequenza del compressore) è possibile muoversi in due direzioni differenti.

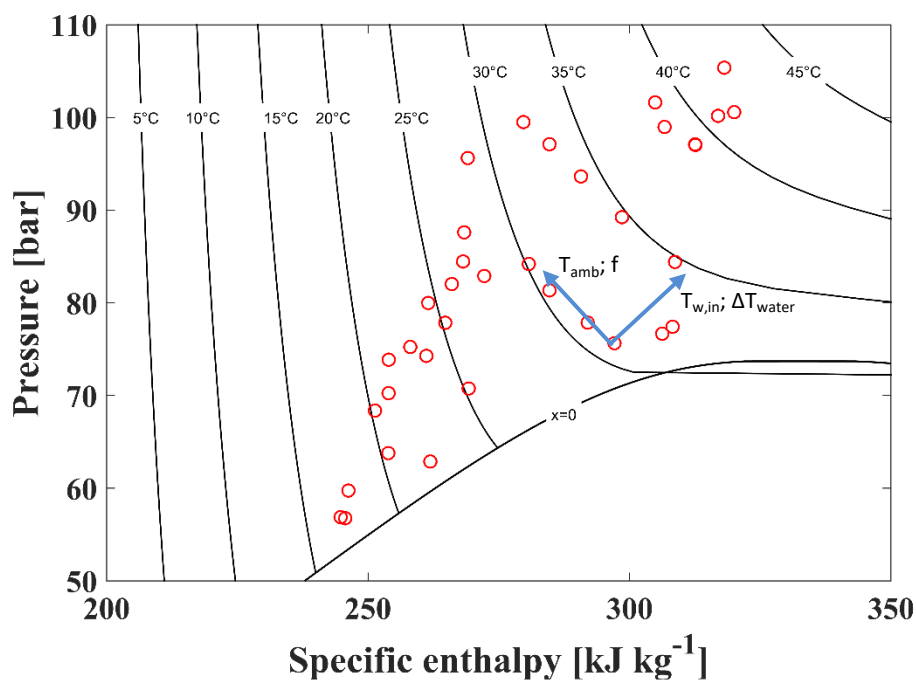


Figura 11. Rappresentazione sul piano p-h delle condizioni di ingresso del fluido nel motive nozzle, per una singola configurazione del sistema multi eiettore.

4 Caratterizzazione sperimentale del sistema ad eiettori multipli

4.1 Parametri caratteristici dell'eiettore: risultati sperimentali

A titolo di esempio, si riporta in Figura 12 il ciclo termodinamico sui piani T-s e p-h.

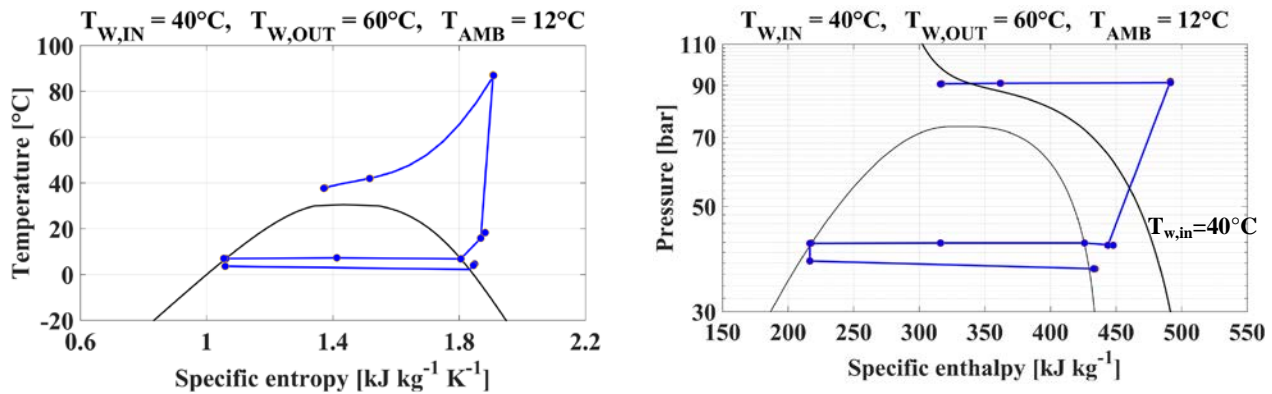


Figura 12. Ciclo termodinamico della pompa di calore multi eiettore, per una determinata configurazione del gruppo multi eiettore, per una temperatura dell'acqua in ingresso pari a 40°C, una temperatura dell'acqua in uscita pari a 60°C, una temperatura ambiente pari a 12°C e inverter del compressore fissato a 50 Hz

In Tabella 7 si riportano i risultati sperimentali per le principali grandezze caratteristiche dell'eiettore accompagnati dalle corrispettive incertezze composte.

Tabella 7. Principali dati misurati con le relative incertezze per il prototipo in test

Prova [#]	$\Pi_{lift} \pm u_c(\Pi_{lift})$ [-]	$\mu \pm u_c(\mu)$ [-]	$m_{pr} \pm u_c(m_{pr})$ [kg/s]	$m_{sf} \pm u_c(m_{sf})$ [kg/s]	$\eta_{ejec} \pm u_c(\eta_{ejec})$ [-]
1	1.15 ± 0.02	0.475 ± 0.04	0.101 ± 0.004	0.048 ± 0.003	0.248±0.202
2	1.06 ± 0.01	0.602 ± 0.031	0.134 ± 0.004	0.081 ± 0.003	0.193±0.186
3	1.17 ± 0.02	0.47 ± 0.039	0.129 ± 0.005	0.061 ± 0.004	0.259±0.142
4	1.31 ± 0.06	0.262 ± 0.048	0.092 ± 0.006	0.024 ± 0.004	0.169±0.083
5	1.14 ± 0.02	0.522 ± 0.036	0.144 ± 0.005	0.075 ± 0.004	0.265±0.146
6	1.22 ± 0.03	0.317 ± 0.028	0.143 ± 0.006	0.045 ± 0.004	0.180±0.096
7	1.18 ± 0.03	0.366 ± 0.034	0.163 ± 0.008	0.06 ± 0.005	0.193±0.107
8	1.22 ± 0.09	0.323 ± 0.034	0.168 ± 0.009	0.054 ± 0.005	0.179±0.080
9	1.06 ± 0.03	0.569 ± 0.012	0.15 ± 0.002	0.085 ± 0.002	0.154±0.145
10	1.15 ± 0.08	0.483 ± 0.04	0.151 ± 0.006	0.073 ± 0.005	0.241±0.130
11	1.04 ± 0.05	0.544 ± 0.012	0.159 ± 0.001	0.086 ± 0.002	0.097±0.095
12	1.07 ± 0.04	0.485 ± 0.018	0.147 ± 0.002	0.071 ± 0.002	0.146±0.023
13	1.21 ± 0.09	0.353 ± 0.033	0.134 ± 0.004	0.047 ± 0.004	0.206±0.114
14	1.07 ± 0.01	0.478 ± 0.021	0.149 ± 0.002	0.071 ± 0.002	0.130±0.020
15	1.12 ± 0.01	0.461 ± 0.019	0.217 ± 0.003	0.1 ± 0.003	0.187±0.034
16	1.1 ± 0.01	0.474 ± 0.019	0.145 ± 0.002	0.069 ± 0.002	0.176±0.022
17	1.18 ± 0.04	0.224 ± 0.027	0.256 ± 0.006	0.057 ± 0.005	0.108±0.047
18	1.26 ± 0.07	0.226 ± 0.026	0.179 ± 0.007	0.041 ± 0.004	0.135±0.066
19	1.04 ± 0.01	0.522 ± 0.028	0.161 ± 0.004	0.084 ± 0.003	0.110±0.016
20	1.04 ± 0.01	0.549 ± 0.01	0.162 ± 0.001	0.089 ± 0.001	0.107±0.008
21	1.03 ± 0.05	0.531 ± 0.018	0.145 ± 0.002	0.077 ± 0.002	0.071±0.014
22	1.02 ± 0.09	0.484 ± 0.072	0.077 ± 0.009	0.037 ± 0.003	0.035±0.026
23	1.07 ± 0.01	0.461 ± 0.015	0.158 ± 0.002	0.073 ± 0.002	0.114±0.011
24	1.04 ± 0.01	0.453 ± 0.016	0.14 ± 0.002	0.064 ± 0.002	0.068±0.007
25	1.02 ± 0.04	0.418 ± 0.019	0.106 ± 0.002	0.044 ± 0.002	0.029±0.004
26	1.04 ± 0.01	0.456 ± 0.015	0.14 ± 0.002	0.064 ± 0.002	0.066±0.005
27	1.07 ± 0.01	0.47 ± 0.017	0.157 ± 0.003	0.074 ± 0.002	0.115±0.012
28	1.09 ± 0.01	0.456 ± 0.481	0.172 ± 0.003	0.079 ± 0.073	0.142±0.065
29	1.13 ± 0.01	0.435 ± 0.314	0.18 ± 0.003	0.078 ± 0.05	0.185±0.059
30	1.13 ± 0.01	0.415 ± 0.014	0.183 ± 0.003	0.076 ± 0.002	0.174±0.033
31	1.15 ± 0.01	0.397 ± 0.013	0.188 ± 0.003	0.075 ± 0.002	0.185±0.033
32	1.15 ± 0.01	0.362 ± 0.014	0.193 ± 0.003	0.07 ± 0.002	0.167±0.038
33	1.15 ± 0.01	0.346 ± 0.013	0.196 ± 0.003	0.068 ± 0.002	0.162±0.044
34	1.05 ± 0.01	0.507 ± 0.012	0.155 ± 0.002	0.079 ± 0.002	0.106±0.009

Prova [#]	$\Pi_{lift} \pm u_c(\Pi_{lift})$ [-]	$\mu \pm u_c(\mu)$ [-]	$m_{pr} \pm u_c(m_{pr})$ [kg/s]	$m_{sf} \pm u_c(m_{sf})$ [kg/s]	$\eta_{ejec} \pm u_c(\eta_{ejec})$ [-]
35	1.03 ± 0.05	0.495 ± 0.017	0.142 ± 0.002	0.07 ± 0.002	0.066±0.099
36	1.03 ± 0.01	0.516 ± 0.011	0.153 ± 0.001	0.079 ± 0.001	0.072±0.006
37	1.05 ± 0.02	0.5 ± 0.012	0.154 ± 0.002	0.077 ± 0.002	0.111±0.072
38	1.1 ± 0.03	0.472 ± 0.579	0.161 ± 0.002	0.076 ± 0.087	0.178±0.155
39	1.14 ± 0.02	0.461 ± 0.012	0.167 ± 0.002	0.077 ± 0.002	0.231±0.055
40	1.13 ± 0.01	0.445 ± 0.011	0.168 ± 0.002	0.075 ± 0.002	0.209±0.038
41	1.14 ± 0.01	0.431 ± 0.011	0.172 ± 0.002	0.074 ± 0.002	0.214±0.037
42	1.14 ± 0.03	0.415 ± 0.014	0.171 ± 0.003	0.071 ± 0.002	0.196±0.132
43	1.06 ± 0.01	0.477 ± 0.015	0.165 ± 0.002	0.079 ± 0.002	0.116±0.010
44	1.08 ± 0.02	0.476 ± 0.016	0.187 ± 0.003	0.089 ± 0.003	0.144±0.046
45	1.1 ± 0.01	0.484 ± 0.016	0.199 ± 0.003	0.096 ± 0.003	0.172±0.072
46	1.1 ± 0.01	0.473 ± 0.015	0.203 ± 0.003	0.096 ± 0.003	0.164±0.028
47	1.12 ± 0.01	0.425 ± 0.298	0.216 ± 0.004	0.092 ± 0.056	0.170±0.086
48	1.13 ± 0.01	0.403 ± 0.013	0.22 ± 0.004	0.089 ± 0.003	0.177±0.036
49	1.13 ± 0.01	0.367 ± 0.014	0.226 ± 0.004	0.083 ± 0.003	0.157±0.058
50	1.13 ± 0.01	0.346 ± 0.013	0.23 ± 0.004	0.08 ± 0.003	0.148±0.042
51	1.13 ± 0.01	0.346 ± 0.011	0.23 ± 0.004	0.08 ± 0.002	0.148±0.065
52	1.04 ± 0.01	0.441 ± 0.016	0.136 ± 0.002	0.06 ± 0.002	0.066±0.006
53	1.04 ± 0.02	0.441 ± 0.017	0.135 ± 0.002	0.059 ± 0.002	0.063±0.008
54	1.04 ± 0.01	0.446 ± 0.014	0.14 ± 0.002	0.062 ± 0.002	0.062±0.007
55	1.19 ± 0.01	0.348 ± 0.011	0.181 ± 0.002	0.063 ± 0.002	0.176±0.026
56	1.07 ± 0.01	0.618 ± 0.012	0.235 ± 0.003	0.145 ± 0.002	0.228±0.062
57	1.03 ± 0.02	0.523 ± 0.012	0.148 ± 0.002	0.078 ± 0.002	0.081±0.042
58	1.13 ± 0.01	0.33 ± 0.014	0.181 ± 0.003	0.06 ± 0.002	0.126±0.022
59	1.05 ± 0.01	0.452 ± 0.015	0.138 ± 0.002	0.063 ± 0.002	0.082±0.010
60	1.04 ± 0.01	0.471 ± 0.017	0.135 ± 0.002	0.064 ± 0.002	0.083±0.009
61	1.06 ± 0.06	0.596 ± 0.012	0.204 ± 0.002	0.121 ± 0.002	0.170±0.175
62	1.07 ± 0.05	0.62 ± 0.012	0.186 ± 0.002	0.116 ± 0.002	0.197±0.217
63	1.03 ± 0.02	0.523 ± 0.012	0.099 ± 0.001	0.052 ± 0.001	0.062±0.004
64	1.06 ± 0.05	0.59 ± 0.014	0.193 ± 0.003	0.114 ± 0.002	0.176±0.231
65	1.03 ± 0.01	0.506 ± 0.013	0.103 ± 0.001	0.052 ± 0.001	0.059±0.004
66	1.02 ± 0.02	0.585 ± 0.014	0.099 ± 0.001	0.058 ± 0.001	0.079±0.008
67	1.02 ± 0.03	0.547 ± 0.015	0.083 ± 0.001	0.045 ± 0.001	0.062±0.006
68	1.05 ± 0.04	0.568 ± 0.012	0.184 ± 0.002	0.105 ± 0.002	0.191±0.334
69	1.05 ± 0.03	0.609 ± 0.012	0.189 ± 0.003	0.115 ± 0.002	0.207±0.371
70	1.04 ± 0.01	0.682 ± 0.01	0.202 ± 0.002	0.137 ± 0.002	0.238±0.187
71	1.09 ± 0.01	0.631 ± 0.013	0.099 ± 0.001	0.062 ± 0.001	0.308±0.044
72	1.07 ± 0.01	0.591 ± 0.011	0.133 ± 0.001	0.079 ± 0.001	0.210±0.037
73	1.02 ± 0.02	0.598 ± 0.022	0.068 ± 0.001	0.041 ± 0.001	0.067±0.109
74	1.02 ± 0.03	0.52 ± 0.03	0.06 ± 0.001	0.031 ± 0.002	0.053±0.075
75	1.05 ± 0.1	0.551 ± 0.022	0.081 ± 0.001	0.044 ± 0.002	0.094±0.178
76	1.04 ± 0.06	0.637 ± 0.024	0.143 ± 0.003	0.091 ± 0.003	0.162±0.256
77	1.09 ± 0.07	0.546 ± 0.01	0.181 ± 0.002	0.099 ± 0.002	0.208±0.001
78	1.09 ± 0.01	0.579 ± 0.012	0.126 ± 0.001	0.073 ± 0.001	0.268±0.034
79	1.04 ± 0.04	0.694 ± 0.036	0.13 ± 0.004	0.09 ± 0.004	0.175±0.268
80	1.03 ± 0.01	0.523 ± 0.011	0.145 ± 0.001	0.076 ± 0.001	0.073±0.007
81	1.05 ± 0.01	0.455 ± 0.012	0.127 ± 0.001	0.058 ± 0.001	0.082±0.013
82	1.07 ± 0.04	0.423 ± 0.014	0.113 ± 0.002	0.048 ± 0.001	0.109±0.014
83	1.05 ± 0.02	0.421 ± 0.017	0.128 ± 0.002	0.054 ± 0.002	0.071±0.008
84	1.08 ± 0.05	0.576 ± 0.011	0.193 ± 0.002	0.111 ± 0.002	0.189±0.180
85	1.15 ± 0.01	0.408 ± 0.012	0.148 ± 0.002	0.06 ± 0.002	0.204±0.025
86	1.18 ± 0.05	0.343 ± 0.016	0.132 ± 0.003	0.045 ± 0.002	0.186±0.059
87	1.17 ± 0.01	0.34 ± 0.013	0.154 ± 0.002	0.052 ± 0.002	0.166±0.024
88	1.12 ± 0.01	0.361 ± 0.015	0.114 ± 0.002	0.041 ± 0.002	0.127±0.012
89	1.22 ± 0.04	0.255 ± 0.014	0.133 ± 0.003	0.034 ± 0.002	0.142±0.037
90	1.2 ± 0.01	0.3 ± 0.028	0.162 ± 0.006	0.049 ± 0.004	0.150±0.028
91	1.21 ± 0.06	0.282 ± 0.017	0.122 ± 0.003	0.035 ± 0.002	0.162±0.081
92	1.27 ± 0.02	0.15 ± 0.012	0.113 ± 0.002	0.017 ± 0.001	0.102±0.059
93	1.11 ± 0.02	0.383 ± 0.013	0.1 ± 0.001	0.038 ± 0.001	0.130±0.011
94	1.15 ± 0.02	0.362 ± 0.017	0.084 ± 0.002	0.03 ± 0.001	0.159±0.014
95	1.22 ± 0.03	0.28 ± 0.016	0.098 ± 0.002	0.027 ± 0.001	0.156±0.018
96	1.14 ± 0.01	0.35 ± 0.029	0.183 ± 0.007	0.064 ± 0.005	0.141±0.024
97	1.19 ± 0.01	0.289 ± 0.027	0.158 ± 0.006	0.046 ± 0.004	0.142±0.026
98	1.27 ± 0.09	0.146 ± 0.014	0.111 ± 0.003	0.016 ± 0.002	0.101±0.129
99	1.2 ± 0.02	0.119 ± 0.01	0.149 ± 0.003	0.018 ± 0.001	0.083±0.142

Prova [#]	$\Pi_{lift} \pm u_c(\Pi_{lift})$ [-]	$\mu \pm u_c(\mu)$ [-]	$m_{pf} \pm u_c(m_{pf})$ [kg/s]	$m_{sf} \pm u_c(m_{sf})$ [kg/s]	$\eta_{ejec} \pm u_c(\eta_{ejec})$ [-]
100	1.11 ± 0.02	0.493 ± 0.01	0.209 ± 0.002	0.103 ± 0.002	0.212±0.191
101	1.04 ± 0.03	0.687 ± 0.025	0.127 ± 0.003	0.087 ± 0.003	0.179±0.211
102	1.04 ± 0.01	0.513 ± 0.013	0.135 ± 0.001	0.069 ± 0.002	0.084±0.009
103	1.07 ± 0.04	0.561 ± 0.013	0.21 ± 0.003	0.118 ± 0.002	0.183±0.155
104	1.11 ± 0.03	0.48 ± 0.011	0.245 ± 0.004	0.118 ± 0.002	0.271±0.250
105	1.1 ± 0.03	0.486 ± 0.011	0.202 ± 0.003	0.098 ± 0.002	0.250±0.216
106	1.06 ± 0.03	0.475 ± 0.026	0.139 ± 0.004	0.066 ± 0.003	0.124±0.018
107	1.15 ± 0.02	0.323 ± 0.01	0.184 ± 0.003	0.059 ± 0.002	0.151±0.098
108	1.17 ± 0.01	0.328 ± 0.014	0.101 ± 0.001	0.033 ± 0.001	0.182±0.020
109	1.06 ± 0.02	0.574 ± 0.03	0.197 ± 0.006	0.113 ± 0.005	0.201±0.175
110	1.03 ± 0.02	0.531 ± 0.031	0.132 ± 0.004	0.07 ± 0.003	0.083±0.054

Ai fini della caratterizzazione del funzionamento del gruppo multi eiettore, è stata analizzata l’influenza della pressione di esercizio del gas cooler e della temperatura del refrigerante in uscita dal gas cooler sulla portata del motive nozzle e sui parametri prestazionali dell’eiettore. Le considerazioni che seguono trovano conferma nei risultati del lavoro sperimentale sulla caratterizzazione dell’eiettore mostrati da Lucas e Koehler [3].

In Figura 13 sono riportati i valori della portata nel motive nozzle: si evidenzia come la portata del motive nozzle aumenti con l’aumentare della pressione al gas cooler, per una determinata temperatura di uscita dal gas cooler, e assuma valori più bassi al crescere della temperatura di uscita dal gas cooler, a parità di pressione.

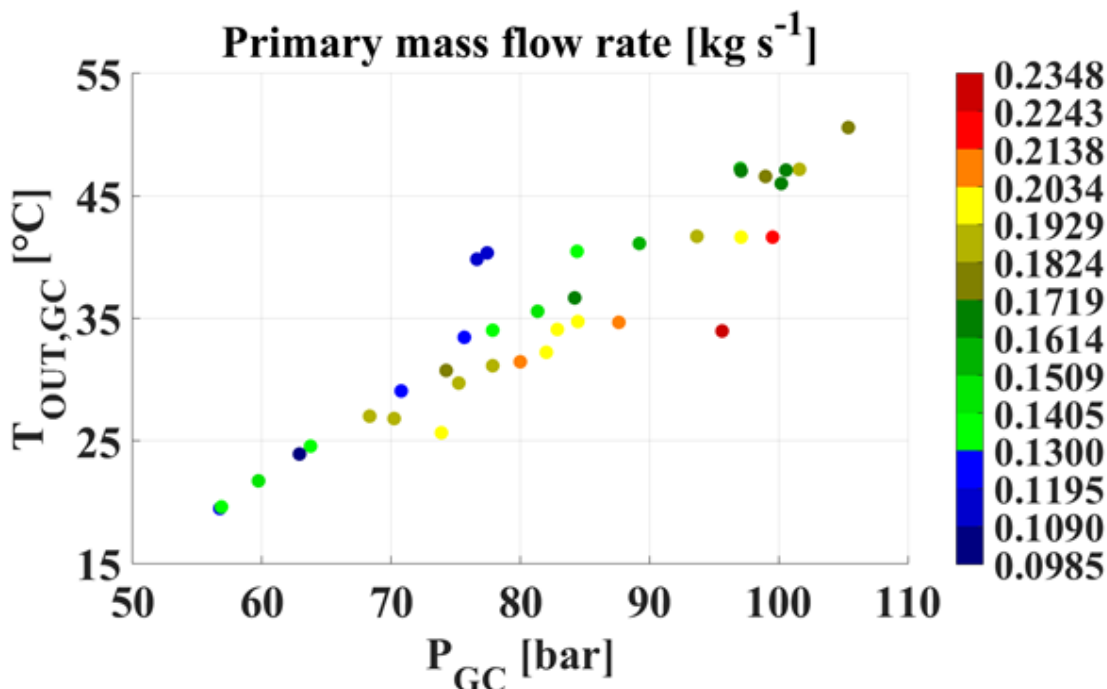


Figura 13. Andamento della portata nel motive nozzle al variare della pressione al gas cooler e della temperatura di uscita dal gas cooler, per una determinata configurazione dell’eiettore

In Figura 14 sono riportati i valori del rapporto di trascinamento: esso risulta essere crescente all’aumentare della pressione di esercizio del gas cooler, a parità di temperatura di uscita dal gas cooler. I valori più elevati del rapporto di trascinamento si ottengono per basse pressioni al gas cooler e per basse temperature del refrigerante in uscita dallo scambiatore.

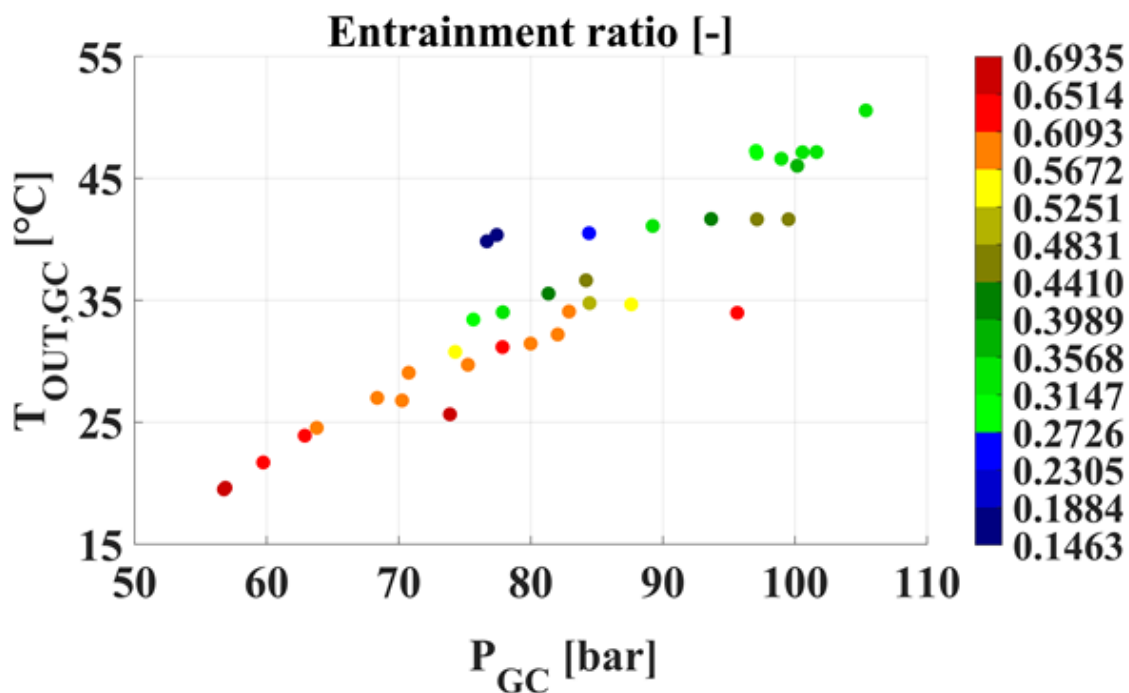


Figura 14. Andamento del rapporto di trascinamento al variare della pressione al gas cooler e della temperatura di uscita dal gas cooler, per una determinata configurazione dell'eiettore

In merito al recupero di pressione offerto dall'eiettore, sono riportati in Figura 15 i valori del pressure lift: esso risulta decrescente all'aumentare della pressione del gas cooler, assumendo valori più elevati per temperature di uscita dal gas cooler più alte.

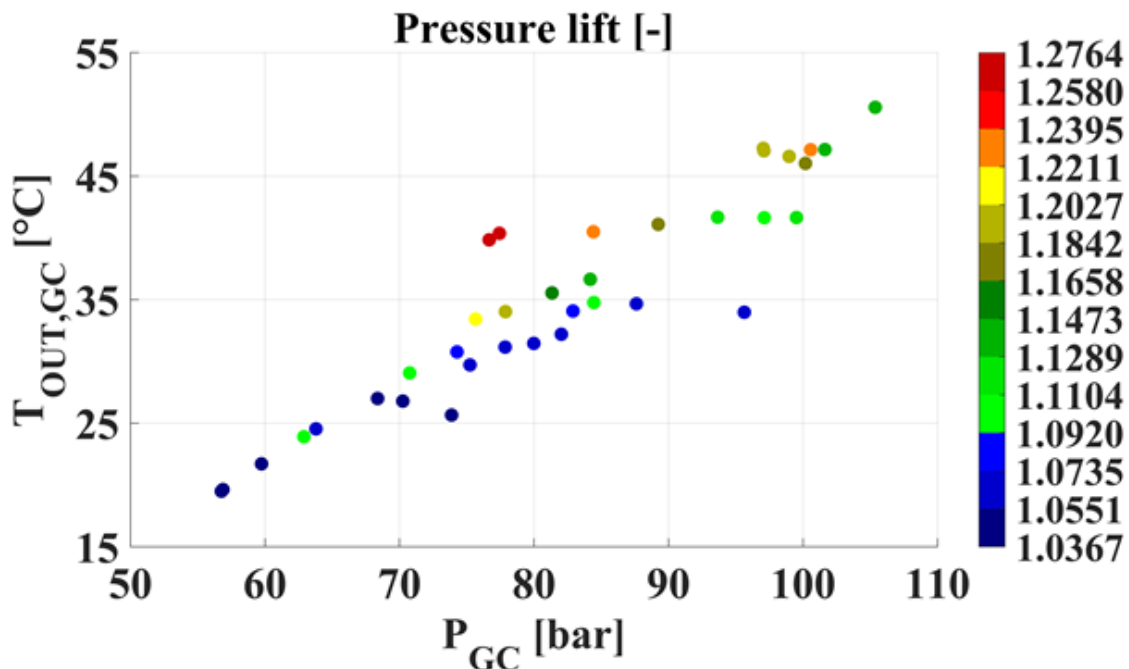


Figura 15. Andamento del pressure lift al variare della pressione al gas cooler e della temperatura di uscita dal gas cooler, per una determinata configurazione dell'eiettore

Confrontando i risultati evidenziati in Figura 14 e Figura 15, si nota come i due effetti dovuti alla presenza dell'eiettore, ossia rapporto di trascinamento e pressure lift, vanno in direzione opposta a seconda delle caratteristiche termodinamiche del fluido in ingresso nel motive nozzle.

In Figura 16 sono riportati i valori dell'efficienza dell'eiettore: dagli andamenti ricavati sembra esserci un valore di ottimo della pressione che massimizza l'efficienza dell'eiettore. L'efficienza assume inoltre valori più alti per valori della temperatura di uscita dal gas cooler più bassi.

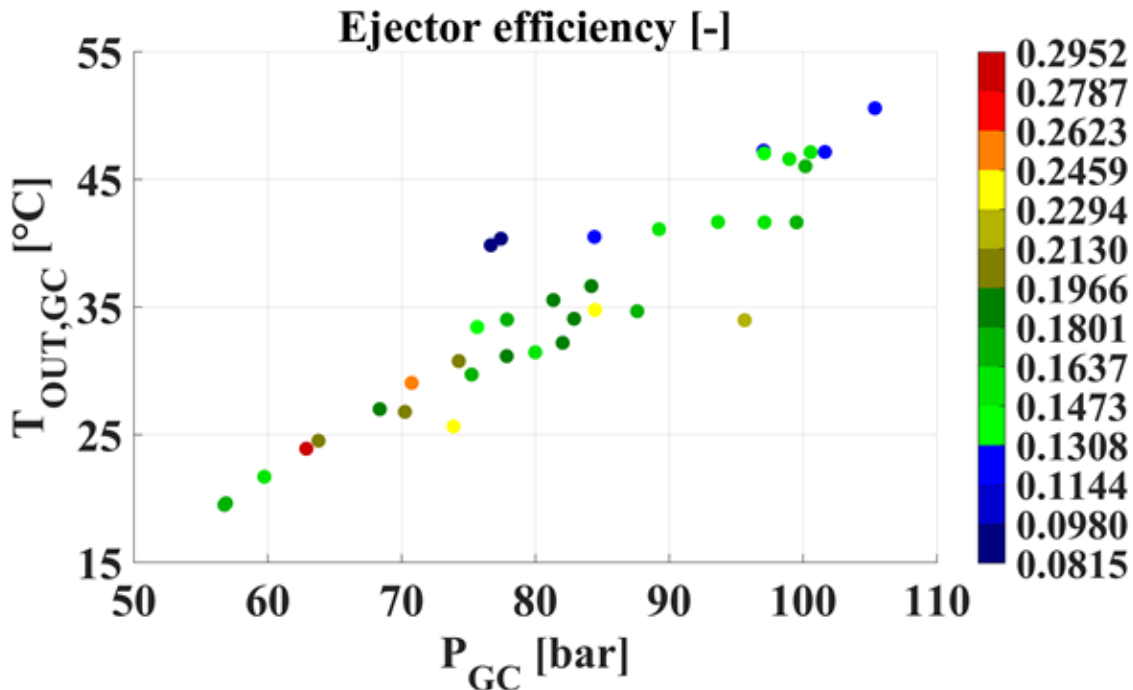


Figura 16. Andamento dell'efficienza dell'eiettore al variare della pressione al gas cooler e della temperatura di uscita dal gas cooler, per una determinata configurazione dell'eiettore

4.2 Valutazione della portata nel motive nozzle: correlazioni in letteratura

In merito alla caratterizzazione della portata nel motive nozzle, si è proceduto all'individuazione di correlazioni disponibili in letteratura in grado di stimare, con scostamenti accettabili, la portata attraverso l'ugello primario dell'eiettore. Di seguito si elencano le correlazioni scelte, basate su modelli semi-empirici, con le relative limitazioni.

- ASME (1971) [4]
L'equazione (59) permette di valutare una portata massica attraverso uno short-tube orifice in singola fase:

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{2\rho(P_{up} - P_{down})}{(1-\gamma^4)}} \tag{Eq. 59}$$

Dove A è la sezione trasversale dell'orifizio, ρ è la densità del fluido, P_{up} è la pressione a monte, P_{down} è la pressione a valle e γ è il rapporto tra il diametro dell'orifizio e il diametro del condotto nel quale esso è inserito.

- Mei (1982) [5]
La portata effluente attraverso un orifizio può essere espressa tramite la (60), dove C è il coefficiente di efflusso, A è la sezione trasversale dell'orifizio, ρ è la densità del fluido, P_{up} è la pressione a monte e P_{down} è la pressione a valle.

$$\dot{m} = CA \sqrt{2\rho(P_{up} - P_{down})} \tag{Eq. 60}$$

Per la maggior parte delle applicazioni in pompa di calore, il livello di sotto raffreddamento del liquido risulta minore di 22.2°C per cui è raccomandato, per il calcolo del coefficiente di efflusso, l'utilizzo della (61). Tale coefficiente è funzione del grado di sotto raffreddamento ΔT_{sub} e della differenza di pressione tra monte e valle dell'orifizio ΔP . Per come è strutturata la correlazione, è stato possibile effettuare un confronto limitatamente alle prove caratterizzate da temperature di ingresso del flusso primario nell'eiettore minori della temperatura critica.

$$C = -0.007364(\sqrt{\Delta P} - \sqrt{1034.2}) + 0.0108\Delta T_{sub} + 0.40 \quad \text{Eq. 61}$$

- Lucas et al. (2012) [6]

A partire da dati sperimentali è stata proposta una correlazione per il calcolo della portata nel motive nozzle di un eiettore. La portata può essere stimata tramite l'equazione della continuità (62) applicata nella sezione di gola, valutando la velocità in gola con la (63):

$$\dot{m}_{pf} = A_{th} \cdot \rho_{th} \cdot w_{th} \quad \text{Eq. 62}$$

$$w_{th} = \sqrt{2 \cdot (h_{pf} - h_{th})} \quad \text{Eq. 63}$$

Con h_{pf} l'entalpia del fluido in ingresso nel motive nozzle. Assumendo trascurabili le perdite nell'ugello, è possibile associare la trasformazione che coinvolge il flusso ad una trasformazione isoentropica. Pertanto la densità e l'entalpia nella sezione di gola possono essere valutate dall'entropia del flusso in ingresso e con la pressione di gola valutata con la seguente correlazione sperimentale:

$$\frac{p_{th}}{p_{pf}} = 0.0871942 \cdot \left(\frac{p_{pf}}{p_{cr}}\right)^{0.9519907} \cdot \left(\frac{\rho_{pf}}{\rho_{cr}}\right)^{2.348013} + 0.39387 \quad \text{Eq. 64}$$

dove p_{pf} e ρ_{pf} sono rispettivamente la pressione e la densità del flusso in ingresso nel motive nozzle, p_{cr} e ρ_{cr} sono rispettivamente la pressione e la densità nel punto critico.

- Banasiak et al. (2015) [7]

Gli autori hanno proposto una correlazione per il calcolo della portata al primario (65), di cui si riportano i coefficienti in Tabella 8.

$$\dot{m}_{MN} = \frac{\pi}{4} d_{th}^2 \left[A \rho_{pf}^2 + B \rho_{pf} + C \left(\frac{p_{pf}}{p_{cr}}\right)^2 + D \left(\frac{p_{pf}}{p_{cr}}\right) + E \right] \quad \text{Eq. 65}$$

Dove d_{th} è il diametro della sezione di gola del motive nozzle, ρ_{pf} e p_{pf} rispettivamente la densità e la pressione del flusso in ingresso e p_{cr} è la pressione nel punto critico.

Tabella 8. Coefficienti relativi alla correlazione (65)

A	B	C	D	E
1.71938*10 ⁻¹	-6.06326*10	4.55787*10 ³	4.98027*10 ⁴	-5.46798*10 ⁴

I risultati ottenuti utilizzando i metodi sopra esposti sono stati confrontati con i dati sperimentali, per due eiettori di diversa geometria (Figura 17 e Figura 18), indicati in seguito come eiettore n. 3 e eiettore n.4, quest'ultimo caratterizzato da sezioni di passaggio al fluido maggiori. Sebbene il metodo "Mei" si limiti ad utilizzo in regime subcritico, esso è risultato il metodo caratterizzato da minori scostamenti rispetto ai dati sperimentali, come evidenziato dall'analisi statistica riportata in Tabella 9, per l'eiettore per l'eiettore 3,

caratterizzato da un minore sezione di passaggio offerta al fluido. Per l'eiettore 4 invece, la correlazione sviluppata da Banasiak è caratterizzata da un minore scostamento.

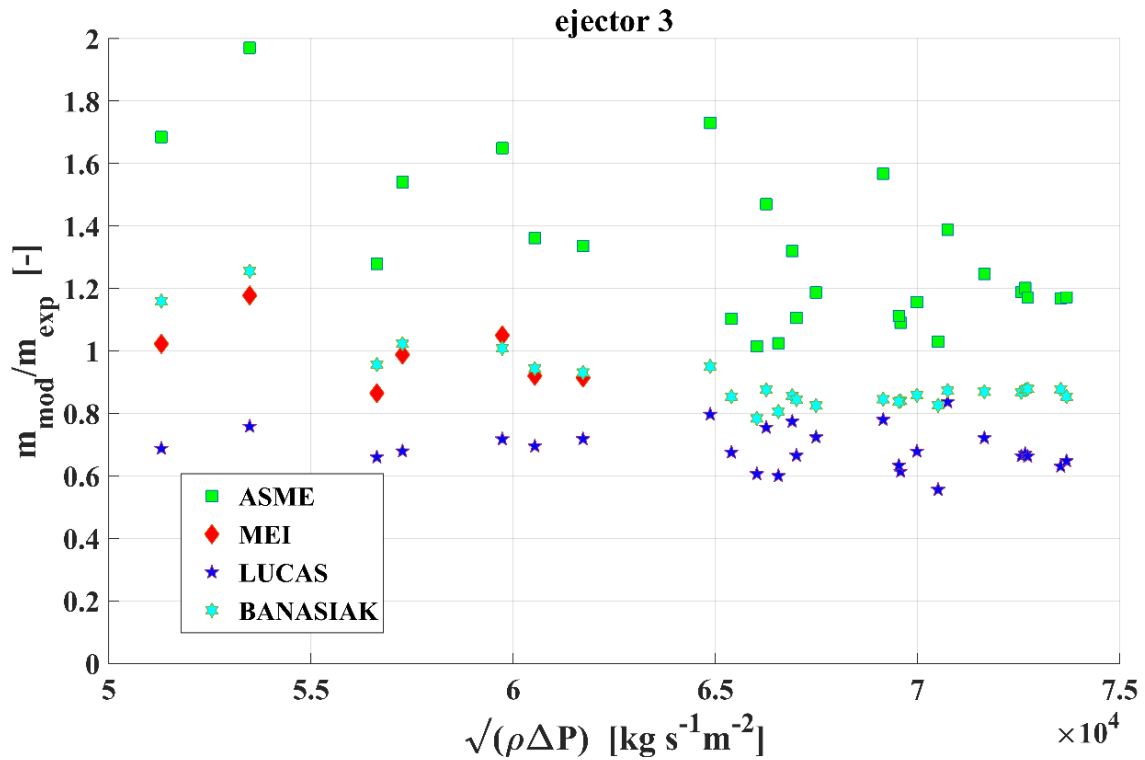


Figura 17. Confronto della portata effluente nel motive nozzle tra i dati sperimentali e i modelli presenti in letteratura, per un eiettore di determinata geometria (eiettore 3)

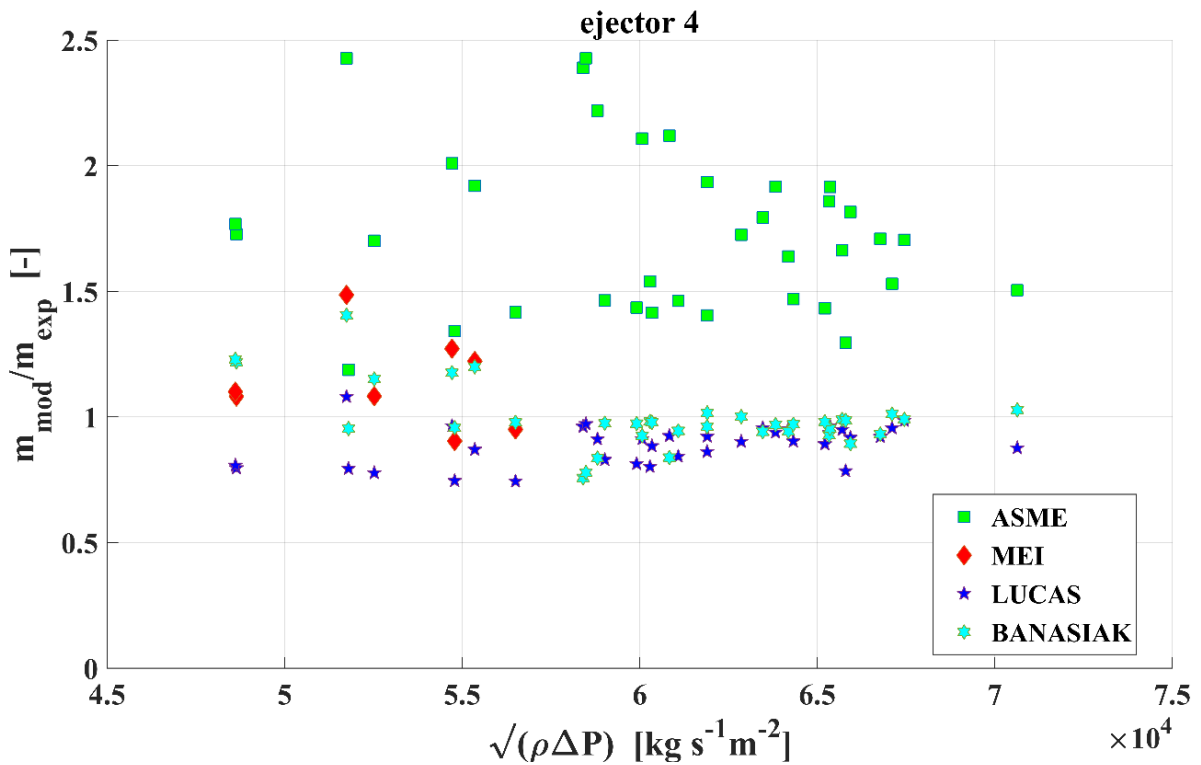


Figura 18. Confronto della portata effluente nel motive nozzle tra i dati sperimentali e i modelli presenti in letteratura, per un eiettore di determinata geometria (eiettore 4)

Tabella 9. Scostamenti dei risultati analitici rispetto ai dati sperimentali, per entrambe le taglie dell'eiettore investigate

	Eiettore 3					Eiettore 4				
	ASME	MEI	DIENER	LUCAS	BANASIAK	ASME	MEI	DIENER	LUCAS	BANASIAK
M.E. [%]	30.6	-0.9	-71.6	-31.1	-9.7	73.3	13.8	-61.6	-10.9	-0.66
M.A.E. [%]	30.6	8.0	71.6	31.1	13.0	73.3	17.4	61.6	11.4	8.65
STD. DEV.	0.241	0.097	0.054	0.064	0.103	0.319	0.174	0.095	0.076	0.126

4.3 Valutazione dell'efficienza dell'eiettore: correlazioni in letteratura

In merito alla stima dell'efficienza dell'eiettore è stato effettuato un confronto tra l'efficienza determinata sperimentalmente e la correlazione proposta da Lucas et al. [6]. I coefficienti relativi alla (66) sono riportati in Tabella 10.

$$\eta_{ej} = A \left[\left(\frac{p_{sf} \ln \frac{p_{diff}}{p_{sf}}}{p_{pf} - p_{diff}} \right)^B \left(\frac{p_{sf}}{p_{pf}} \right)^C \left(\frac{Oh_{pf}}{Oh_{sf}} \right)^D \left(\frac{d_m \rho_{sf}}{d_{th} \rho_{pf}} \right)^E \right] - F \quad \text{Eq. 66}$$

Tabella 10. Coefficienti relativi alla correlazione (47)

A	B	C	D	E	F
0.43630	0.87843	0.10313	1.33917	-0.71533	-0.01770

Il primo termine della (66) rappresenta il rapporto tra il lavoro volumetrico richiesto per una compressione isoterma di un gas ideale dalla pressione del suction nozzle alla pressione di uscita dall'eiettore e l'energia volumetrica dissipata da un processo di espansione isoentalpica dalla pressione di ingresso nel motive nozzle alla pressione di uscita dall'eiettore. Il secondo termine è il rapporto tra la pressione di ingresso nel suction nozzle e la pressione di ingresso nel motive nozzle. Il terzo termine è il rapporto tra i numeri di Ohnesorge del fluido nelle condizioni di ingresso nel motive nozzle e nelle condizioni di ingresso nel suction nozzle. Il numero di Ohnesorge (67) è un numero adimensionale che esprime la possibilità di atomizzazione di un getto libero.

$$Oh = \frac{\mu}{\sqrt{\rho \sigma d}} \quad \text{Eq. 67}$$

Dove μ è la viscosità dinamica del fluido, ρ è la densità del fluido, σ è la tensione superficiale del fluido e d è una lunghezza caratteristica. Assumendo che la tensione superficiale sia uguale per entrambi i numeri di Ohnesorge, il loro rapporto può essere espresso dalla seguente relazione.

$$\frac{Oh_{pf}}{Oh_{sf}} = \frac{\mu_{pf}}{\mu_{sf}} \sqrt{\frac{d_m \rho_{sf}}{d_{th} \rho_{pf}}} \quad \text{Eq. 68}$$

L'ultimo termine è invece il prodotto del rapporto tra i diametri della sezione di mescolamento e della sezione di gola per il rapporto tra la densità del fluido all'ingresso nel suction nozzle e del motive nozzle. È stato introdotto dagli autori per stimare il cambiamento del flusso di massa il quale dipende dalla geometria e dalla densità.

In Figura 19 si riportano gli esiti del confronto tra l'efficienza dell'eiettore ricavata sperimentalmente i valori ottenuti utilizzando la (66), per le due taglie di eiettore investigate. In Tabella 11 si riporta l'esito dell'analisi statistica emersa dal confronto.

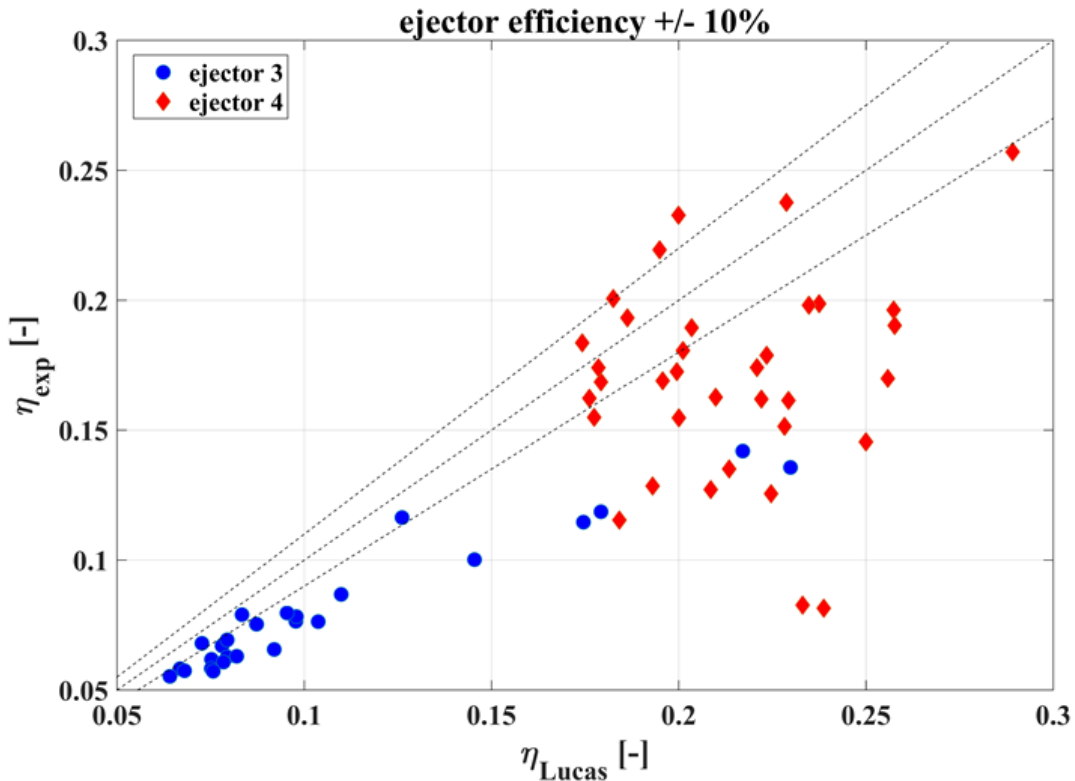


Figura 19. Confronto tra l'efficienza dell'eiettore determinata sperimentalmente e la correlazione (66), per le due taglie di eiettore investigate, con uno scostamento massimo del 10%

Tabella 11. Scostamenti dei risultati analitici rispetto ai dati sperimentali, per entrambe le taglie dell'eiettore investigate

	eiettore 3	eiettore 4
M.E. [%]	28.6	33.6
M.A.E [%]	28.6	36.2
STD. DEV.	0.154	0.443

5 Sviluppo di un modello per la caratterizzazione di un eiettore

Vista l'impossibilità di stimare con scostamenti accettabili la portata effluente nel motive nozzle e l'efficienza dell'eiettore utilizzando correlazioni e/o metodi disponibili in letteratura, si è proceduto alla determinazione di correlazioni calibrate a partire dai dati sperimentali.

5.1 Correlazione per il calcolo della portata al primario

In merito alla portata al primario, si è scelta una correlazione basata sulla struttura della (65), ricalibrando i coefficienti sulla base dei dati sperimentali. Tale correlazione permette di stimare la portata conoscendo le condizioni termodinamiche del fluido in ingresso al motive nozzle, le proprietà del refrigerante nel punto critico e le caratteristiche geometriche. In Tabella 12 si riportano i due set di costanti ricavate per le due taglie di eiettore investigate. Tale correlazione è stata poi implementata nel modello predittivo delle prestazioni dell'eiettore illustrato in seguito. In Figura 20 si riporta l'esito del confronto tra la portata al

primario ricavata sperimentalmente e quella ottenuta implementando la correlazione (65) con i coefficienti di Tabella 12.

In Tabella 13 si riportano i risultati dell'analisi statistica. È possibile notare l'ottima corrispondenza del modello con i dati sperimentali, per entrambe le geometrie considerate, ottenendo un errore medio assoluto inferiore al 3% per entrambe le geometrie.

Tabella 12. Coefficienti della correlazione per la valutazione della portata

Eiettore	A	B	C	D	E
3	2.26198	-2878.30	-161564.05	552790.09	617430.86
4	1.34627	-1649.35	-141046.06	424503.39	269197.27

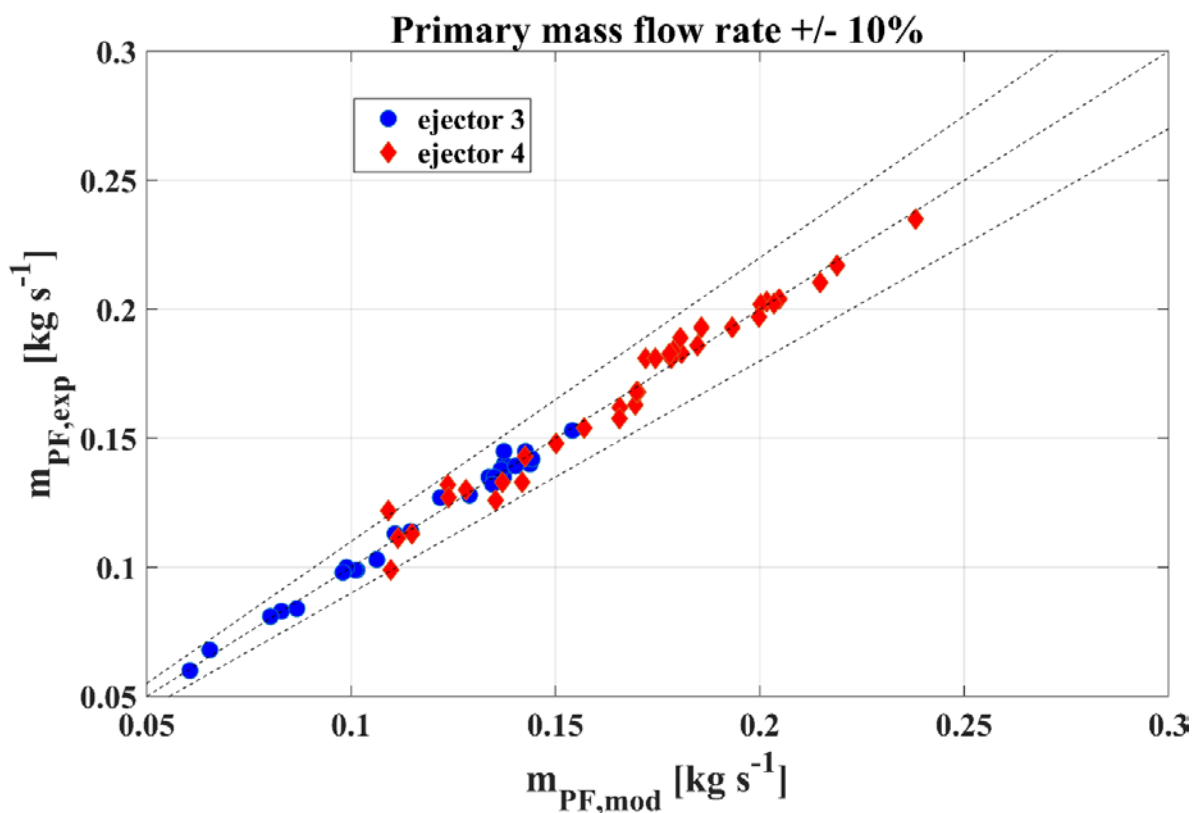


Figura 20. Confronto tra la portata al primario sperimentale e quella ricavata con il modello, per le due taglie di eiettore investigate, con uno scostamento massimo del 10%

Tabella 13. Scostamenti dei risultati ottenuti dal modello rispetto ai dati sperimentali, per entrambe le taglie dell'eiettore investigate

	Eiettore 3	Eiettore 4
M.E. [%]	0.07	0.19
M.A.E [%]	1.71	2.83
STD. DEV.	0.026	0.033

5.2 Correlazione per il calcolo dell'efficienza dell'eiettore

Analogamente a quanto fatto in precedenza per la portata massica, sfruttando la struttura della correlazione (66), sono stati ricavati dei coefficienti per la valutazione dell'efficienza dell'eiettore, a partire dai dati sperimentali. In Tabella 14 si riportano i due set di coefficienti per le due taglie di eiettore investigate. In Figura 21 si riporta l'esito del confronto tra l'efficienza ricavata sperimentalmente e quella

ottenuta implementando la correlazione (66) con i coefficienti di Tabella 14. In Tabella 15 si riportano i risultati dell'analisi statistica. Si evidenzia come l'errore medio assuma valori più elevati, pari a circa il 5% per l'eiettore 3 e il 10% per l'eiettore 4.

Tabella 14. Coefficienti della correlazione per la valutazione dell'efficienza

Eiettore	A	B	C	D	E	F
3	0.365	0.900	0.563	1.793	-0.817	$-0.49 \cdot 10^{-2}$
4	2.637	0.069	0.071	0.137	-0.054	-2.202

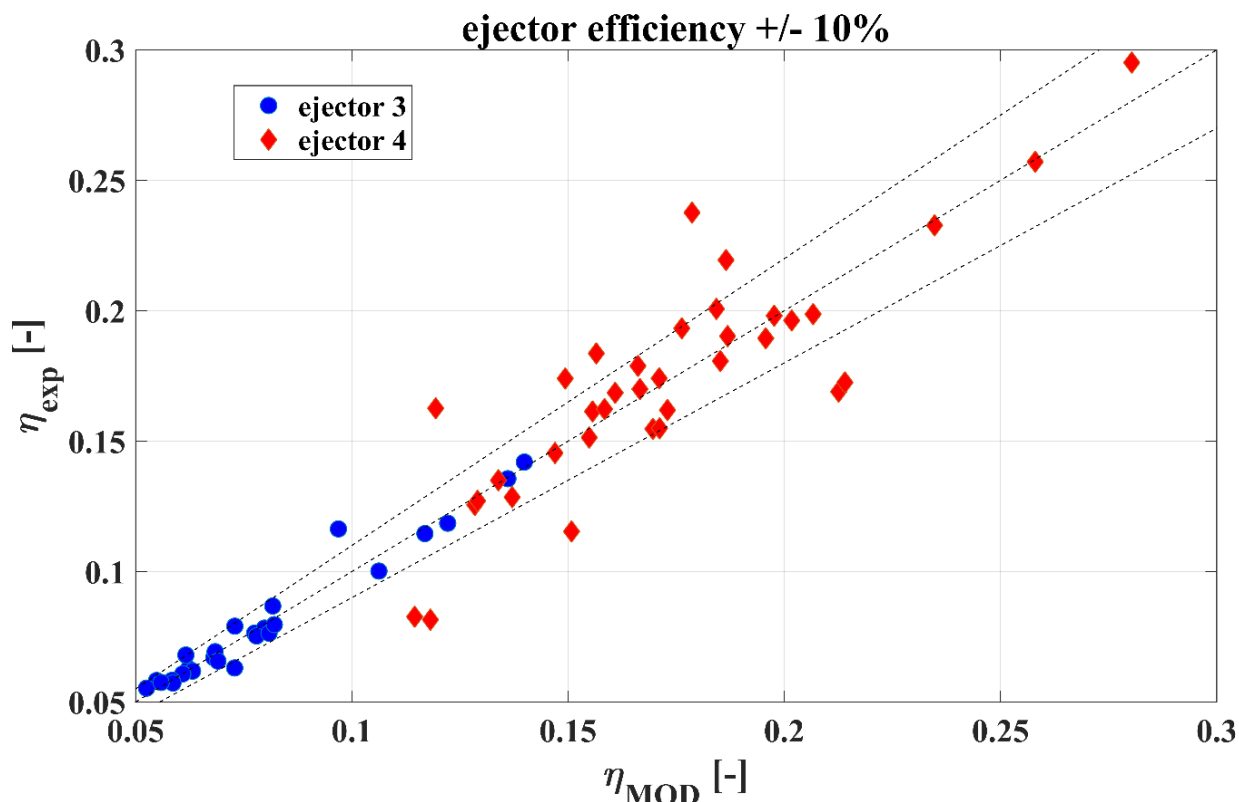


Figura 21. Confronto tra l'efficienza dell'eiettore determinata sperimentalmente e quella ricavata con il modello, per le due taglie di eiettore investigate, con uno scostamento massimo del 10%

Tabella 15. Scostamenti dei risultati ottenuti dal modello rispetto ai dati sperimentali, per entrambe le taglie dell'eiettore investigate

	eiettore 3	eiettore 4
M.E. [%]	0.41	2.14
M.A.E [%]	4.61	9.99
STD. DEV.	0.064	0.150

5.3 Modello per la valutazione dei parametri caratteristici di un eiettore

Considerando un eiettore come in Figura 22, si formulano le seguenti ipotesi:

- Regime stazionario;
- La fase di miscelazione delle due correnti nella sezione di aspirazione avviene a pressione costante (cosiddetto eiettore a "pressione costante");
- La pressione e le velocità delle correnti sono ritenute uniformi su ciascuna sezione dell'eiettore (modello mono-dimensionale);
- In ciascuna sezione le due correnti sono all'equilibrio termodinamico;

- Lo scostamento delle trasformazioni all'interno dell'eiettore rispetto alle trasformazioni ideali (adiabatiche e endo-reversibili) può essere espresso attraverso dei rendimenti;
- Le perdite di carico, nel tratto tra il miscelamento delle due correnti e l'uscita del tratto a sezione costante, sono nulle;
- L'energia cinetica agli ingressi e all'uscita dell'eiettore sono trascurabili;
- L'eiettore è considerato adiabatico.

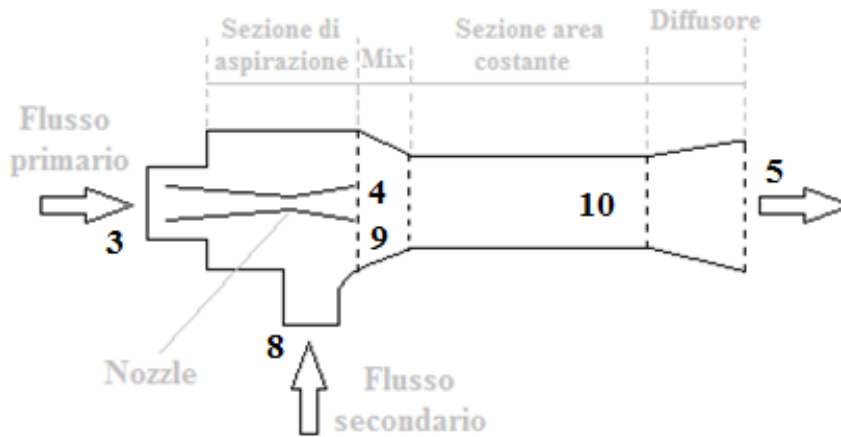


Figura 22: Schematizzazione eiettore a pressione costante.

Di seguito sono riportate, nell'ordine, le equazioni di conservazione della massa, dell'energia e della quantità di moto:

$$\sum (\rho w A)_i = (\rho w A)_o \quad \text{Eq. 69}$$

$$\sum \dot{m}_i \left(h + \frac{w^2}{2} \right)_i = \dot{m}_o \left(h + \frac{w^2}{2} \right)_o \quad \text{Eq. 70}$$

$$(pA + \sum \dot{m} w)_i = (pA + \dot{m} w)_o \quad \text{Eq. 71}$$

dove i pedici i e o indicano rispettivamente le grandezze in ingresso e in uscita.

La Figura 23 mostra il layout di un ciclo base con eiettore e un tipico ciclo termodinamico rappresentato sul piano p-h, con le pressioni caratteristiche all'interno di un eiettore.

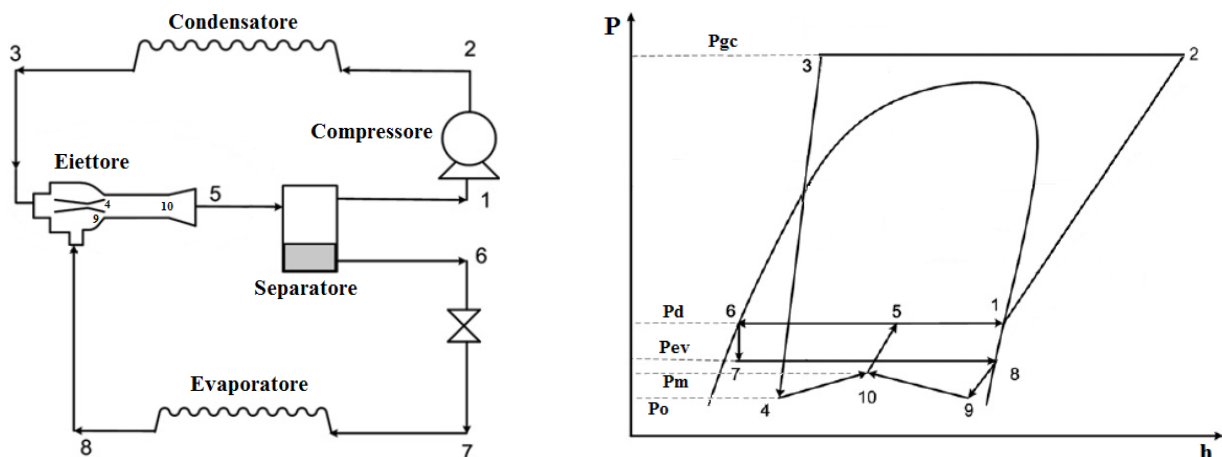


Figura 23: Layout di un ciclo base con eiettore (sx) e relativo piano p-h (dx).

Con riferimento alla Figura 23, come riportato in [8], sono definite tre diverse efficienze interne all'eiettore, quella relativa al nozzle (72), quella relativa al secondario (73) e quella relativa al diffusore (74):

$$\eta_n = \frac{h_4 - h_3}{h_{4,is} - h_3} \quad \text{Eq. 72}$$

$$\eta_s = \frac{h_9 - h_8}{h_{9,is} - h_8} \quad \text{Eq. 73}$$

$$\eta_d = \frac{h_{5,is} - h_{10}}{h_5 - h_{10}} \quad \text{Eq. 74}$$

dove h rappresenta l'entalpia del fluido mentre il pedice is rappresenta lo stato termodinamico finale nel caso di trasformazione isoentropica.

Nel caso di eiettore ideale, ossia di trasformazione isoentropica, i tre rendimenti assumono valori unitari.

Attraverso la scrittura di equazioni di conservazione della massa, dell'energia e della quantità di moto, è stato sviluppato un modello che, sfruttando le correlazioni ricavate in precedenza, permette di valutare i parametri prestazionali di un eiettore, rapporto di trascinamento, pressioni lift ed efficienza dell'eiettore, in funzione delle condizioni operative.

5.3.1 Algoritmo di calcolo

S'introduce una procedura iterativa di calcolo che partendo dalla conoscenza delle condizioni al contorno in termini di proprietà termodinamiche intensive nei punti 3 e 8, rappresentativi rispettivamente delle condizioni termodinamiche del fluido all'uscita del gas cooler e dell'evaporatore, ipotizza la pressione p_4 e i rendimenti al diffusore e al secondario, per andare a determinare: la pressione in uscita, il rapporto di trascinamento e il rendimento dell'eiettore. Di seguito si descrive più in dettaglio la procedura.

Dalla correlazione ricavata nel paragrafo 5.1 per il calcolo della portata massica al primario, attraverso un ciclo iterativo sulla densità all'uscita del motive nozzle, si calcola la velocità del fluido all'uscita dell'ugello dall'equazione della continuità. Da un bilancio di energia (70) è possibile valutare l'entalpia h_4 (76). Con l'entalpia h_4 e un valore assegnato alla pressione $P_4=P_{10}$, è possibile risalire al valore della densità che andrà confrontato con il valore ipotizzato in partenza. Il risultato del ciclo iterativo è ritenuto accettabile se lo scostamento percentuale tra la densità ipotizzata e quella calcolata assume un valore minore di 1%. Definite le condizioni termodinamiche del fluido nel punto 4 di fine espansione nell'ugello, è possibile stimare il valore dell'efficienza del motive nozzle (equazione 72).

Con i valori fissati della pressione P_{10} a valle dell'espansione nel motive nozzle e il valore del rendimento del suction nozzle (equazione 73), è possibile valutare l'entalpia e la velocità del refrigerante all'uscita del secondario (h_9 e w_9 tramite le equazioni 78 e 79), come esplicitato di seguito:

$$h_{4s} = f(p_{10}, s_3) \quad \text{Eq. 75}$$

$$h_4 = h_3 - \frac{w_4^2}{2} \quad \text{Eq. 76}$$

$$h_{9s} = f(p_{10}, s_8) \quad \text{Eq. 77}$$

$$h_9 = h_8 + \eta_s (h_{9s} - h_8) \quad \text{Eq. 78}$$

$$w_9 = \sqrt{2(h_8 - h_9)} \quad \text{Eq. 79}$$

Fissato poi un valore di primo tentativo del rapporto di trascinamento μ , è possibile valutare, tramite le equazioni di bilancio della quantità di moto e dell'energia, i valori della velocità (80) e dell'entalpia (81) e dell'entropia (82) all'uscita della sezione ad area costante dell'eiettore:

$$w_{10} = \frac{w_4}{1 + \mu} + \frac{\mu w_9}{1 + \mu} \quad \text{Eq. 80}$$

$$h_{10} = \frac{h_3}{1 + \mu} + \frac{\mu h_8}{1 + \mu} - \frac{w_{10}^2}{2} \quad \text{Eq. 81}$$

$$s_{10} = f(p_{10}, h_{10}) \quad \text{Eq. 82}$$

A partire dall'equazione di conservazione dell'energia e dalla definizione del rendimento del diffusore è possibile ricavare le grandezze termodinamiche all'uscita del diffusore:

$$h_5 = h_{10} + \frac{w_{10}^2}{2} \quad \text{Eq. 83}$$

$$h_{5s} = h_{10} + (h_5 - h_{10}) \eta_D \quad \text{Eq. 84}$$

$$p_5 = f(h_{5s}, s_{10}) \quad \text{Eq. 85}$$

$$x_5 = f(p_5, h_5) \quad \text{Eq. 86}$$

Nota il valore del titolo all'uscita del diffusore dell'eiettore è possibile verificare la seguente condizione:

$$x_5 = \frac{1}{1 + \mu} \quad \text{Eq. 87}$$

Se tale condizione non è verificata si procede con un nuovo valore di tentativo per la μ , rieseguendo la procedura dall'equazione (80).

Al fine di validare il modello, i risultati ottenuti sono stati confrontati con i rispettivi dati sperimentali, esprimendo lo scostamento in termini di errori percentuali.

$$err(X)[\%] = \frac{x_{mod} - x_{sper}}{x_{sper}} \cdot 100 \tag{Eq. 88}$$

Avendo indicato con X la generica grandezza ottenuta. È stato definito un errore globale combinando gli errori percentuali precedentemente definiti:

$$err_{TOT} = \sqrt{err(\mu)^2 + err(\Pi_{lift})^2 + err(\eta_{ej})^2} \tag{Eq. 89}$$

Calcolato l'errore complessivo (Equazione 89), si sceglie come combinazione di dati quella che minimizza l'errore. In questo modo sono determinati tutti i rendimenti che caratterizzano l'eiettore.

5.3.2 Risultati modello

Applicando la procedura descritta nel paragrafo precedente alle prove, fissata la configurazione di lavoro del sistema multi eiettore, è possibile ottenere la terna di soluzioni in termini di rendimento del suction nozzle, rendimento del diffusore e P₁₀ che minimizza l'errore totale.

In Tabella 16 si riportano i risultati per le prove esaminate relativi all'eiettore numero 3. Il modello stima il funzionamento dell'eiettore a partire dai dati sperimentali con un errore totale medio del 28%.

Tabella 16. Scostamenti dei risultati analitici rispetto ai dati sperimentali (eiettore 3)

Prova [#]	T _{w,in} [°C]	T _{w,out} [°C]	T _{amb} [°C]	η _N [-]	η _S [-]	η _D [-]	P _{ev} -P _{min} [bar]	err(μ) [%]	err(Π _{lift}) [%]	err(η _{ej}) [%]	err _{TOT} [%]
21	20	60	7	1.0	0.1	0.2	0.3	26.4	-0.6	-0.2	26.4
24	40	60	7	1.0	0.6	0.2	0.6	31.9	-1.0	-0.1	31.9
35	30	60	7	1.0	0.7	0.2	0.6	30.0	-0.7	2.9	30.2
36	30	60	20	1.0	0.7	0.2	0.6	24.5	-0.6	-2.1	24.6
52	40	60	7	1.0	0.2	0.2	0.4	32.6	-0.9	1.6	32.6
53	40	60	7	1.0	0.6	0.2	0.7	32.6	-1.0	-0.9	32.6
54	40	70	7	1.0	1	0.2	0.8	31.2	-0.9	1.4	31.3
59	43	67	12	0.8	0.7	0.3	0.9	29.2	-1.0	0.9	29.2
60	40	60	12	0.8	0.6	0.3	0.8	28.3	-0.9	0.9	28.3
63	15	45	12	1.0	0.3	0.2	0.4	15.0	-0.5	-0.1	15.0
65	20	40	12	1.1	0.6	0.2	0.6	18.5	-0.6	-2.4	18.7
66	12	40	7	0.9	0.6	0.2	0.1	12.6	-0.3	2.5	12.8
67	10	40	7	0.9	0.6	0.2	0.3	8.9	-0.5	-2.3	9.2
73	12	20	0	0.6	0.8	0.3	0.3	6.7	-0.3	-0.3	6.7
80	20	60	12	1.0	0.6	0.2	0.4	25.1	-0.5	1.2	25.2
81	30	60	0	1.0	0.7	0.2	0.2	32.7	-1.2	1.0	32.8
82	30	60	-5	1.0	0.7	0.3	0.9	36.8	-2.1	-0.8	36.8
83	40	60	0	1.0	0.7	0.2	0.5	36.0	-1.4	-0.3	36.0
88	40	60	-7	1.1	0.8	0.3	0.8	46.2	-3.6	-0.1	46.4
93	30	60	-10	1.0	0.7	0.3	0.1	41.3	-3.4	-1.4	41.5
94	30	60	-15	0.9	0.1	0.4	0.1	42.5	-4.5	-0.5	42.7
95	40	60	-15	1.2	0.3	0.4	1.6	64.8	-7.6	-1.0	65.2
102	30	60	12	0.8	0.7	0.3	0.9	26.1	-0.8	-1.6	26.1
106	34	49	30	1.1	0.5	0.3	0.9	26.4	-1.3	-0.2	26.4
110	33	41	28	0.8	0.6	0.3	0.8	19.6	-0.6	1.8	19.6

In Figura 24 si riporta l'andamento del rendimento del motive nozzle in funzione della pressione di esercizio al gas cooler. Al crescere della pressione il rendimento ha un andamento crescente per poi mantenersi costante intorno ad un valore unitario. Andamenti simili si registrano anche rispetto agli altri parametri operativi esaminati (Figura 25, Figura 26, Figura 27). Per alcune condizioni operative, il rendimento del motive nozzle calcolato assume valori maggiori dell'unità; ciò è legato a errori numerici.

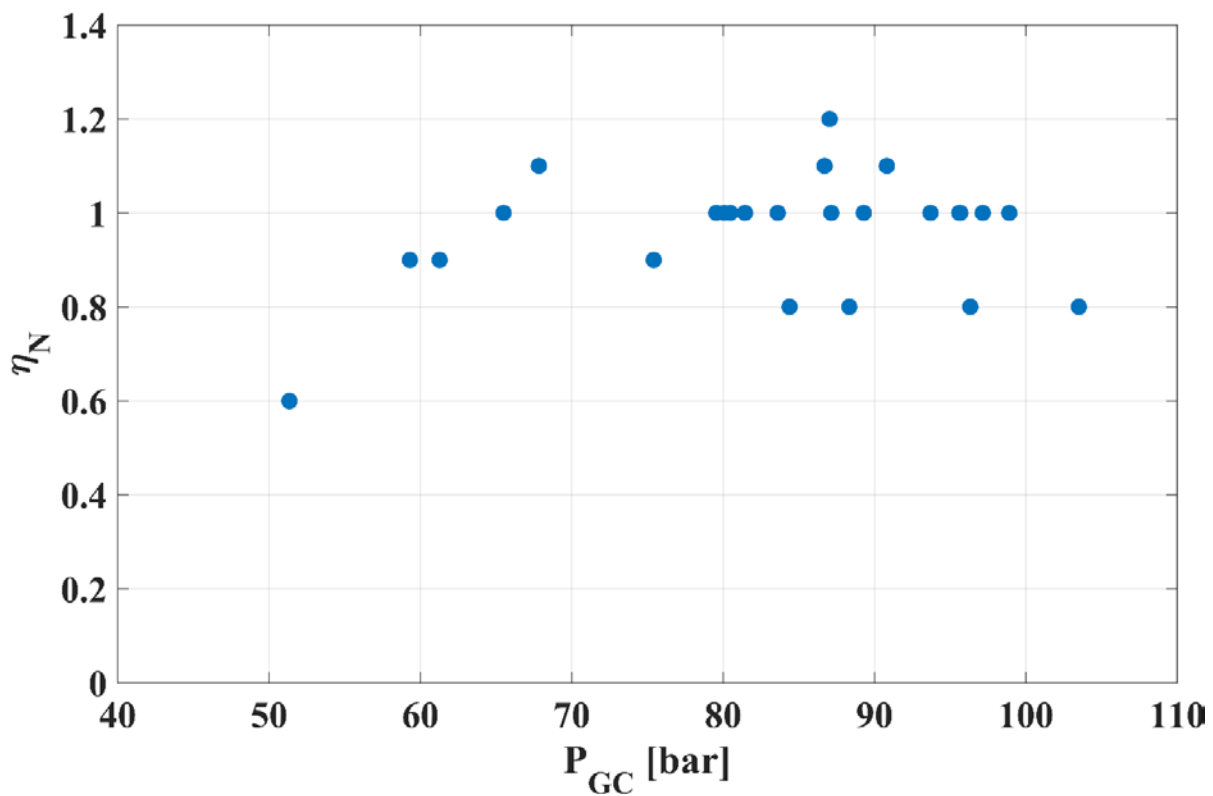


Figura 24. Andamento dell'efficienza del motive nozze in funzione della pressione di esercizio al gas cooler (eiettore 3)

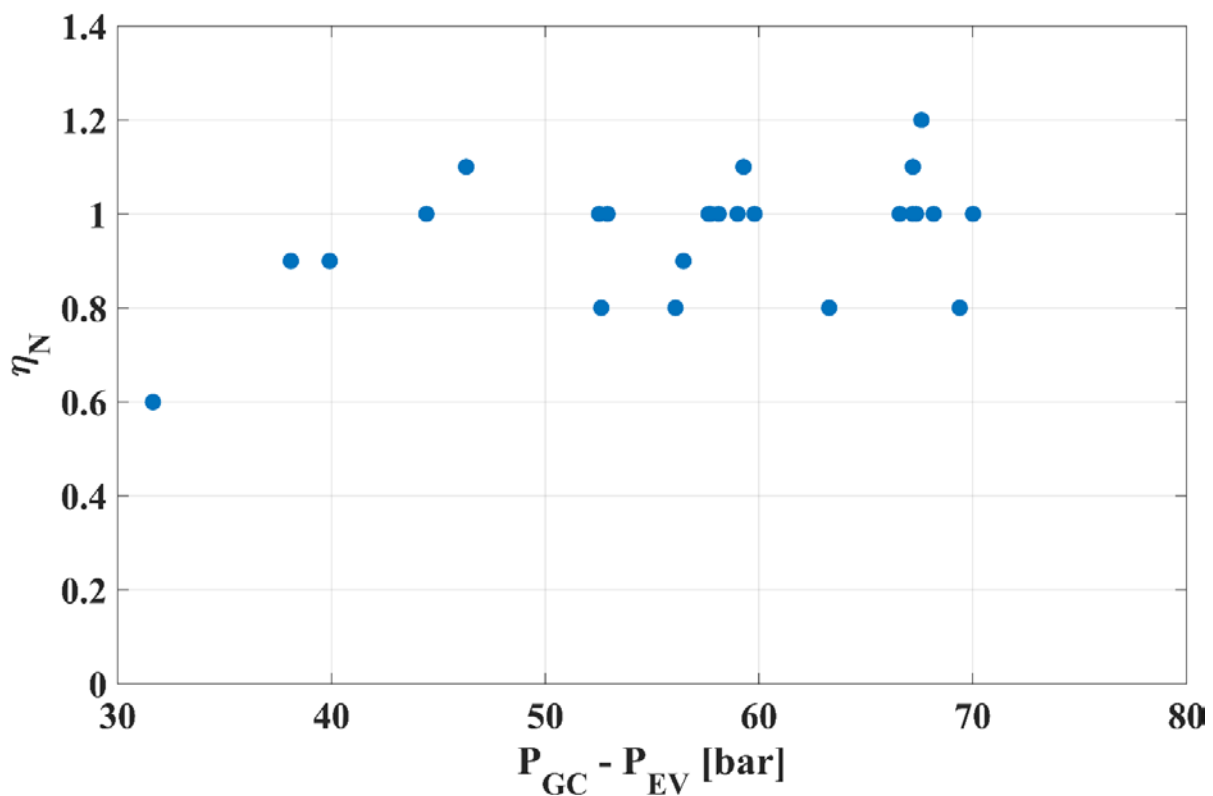


Figura 25. Andamento dell'efficienza del motive nozze in funzione della differenza tra la pressione al gas cooler e la pressione di evaporazione (eiettore 3)

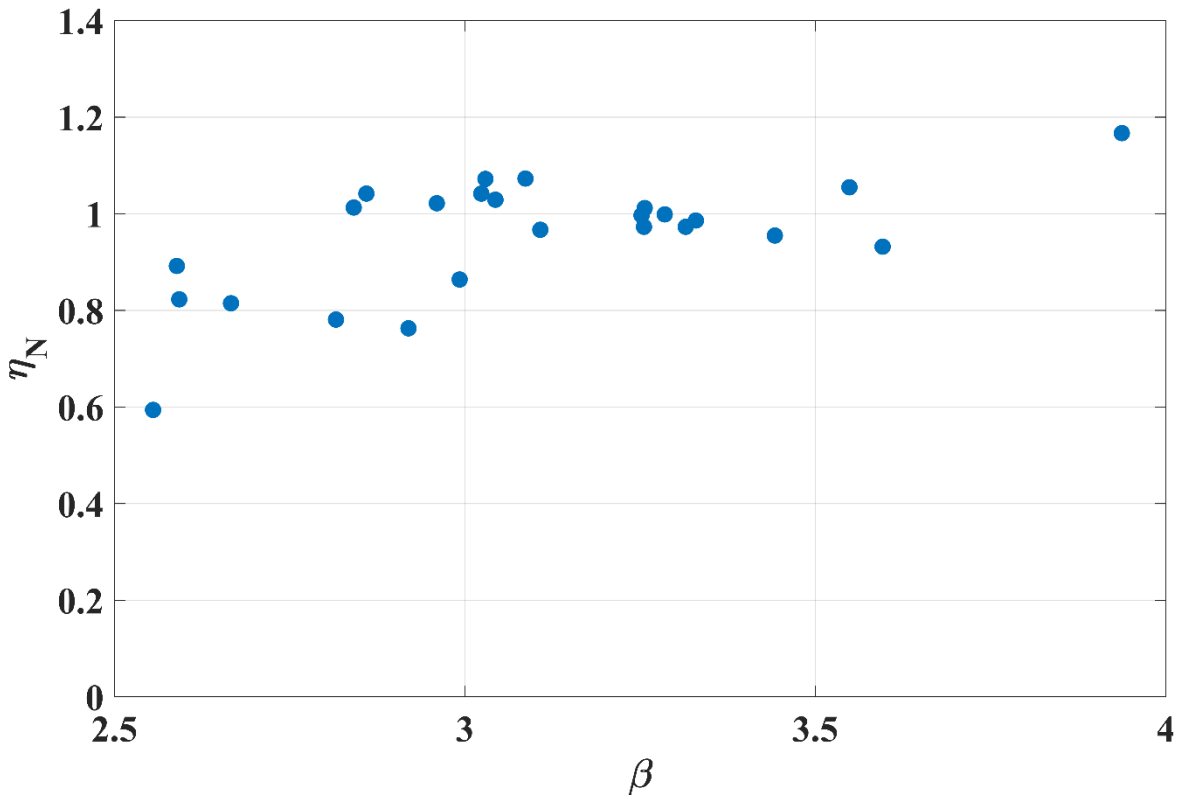


Figura 26. Andamento dell'efficienza del motive nozzle in funzione del rapporto di compressione (eiettore 3)

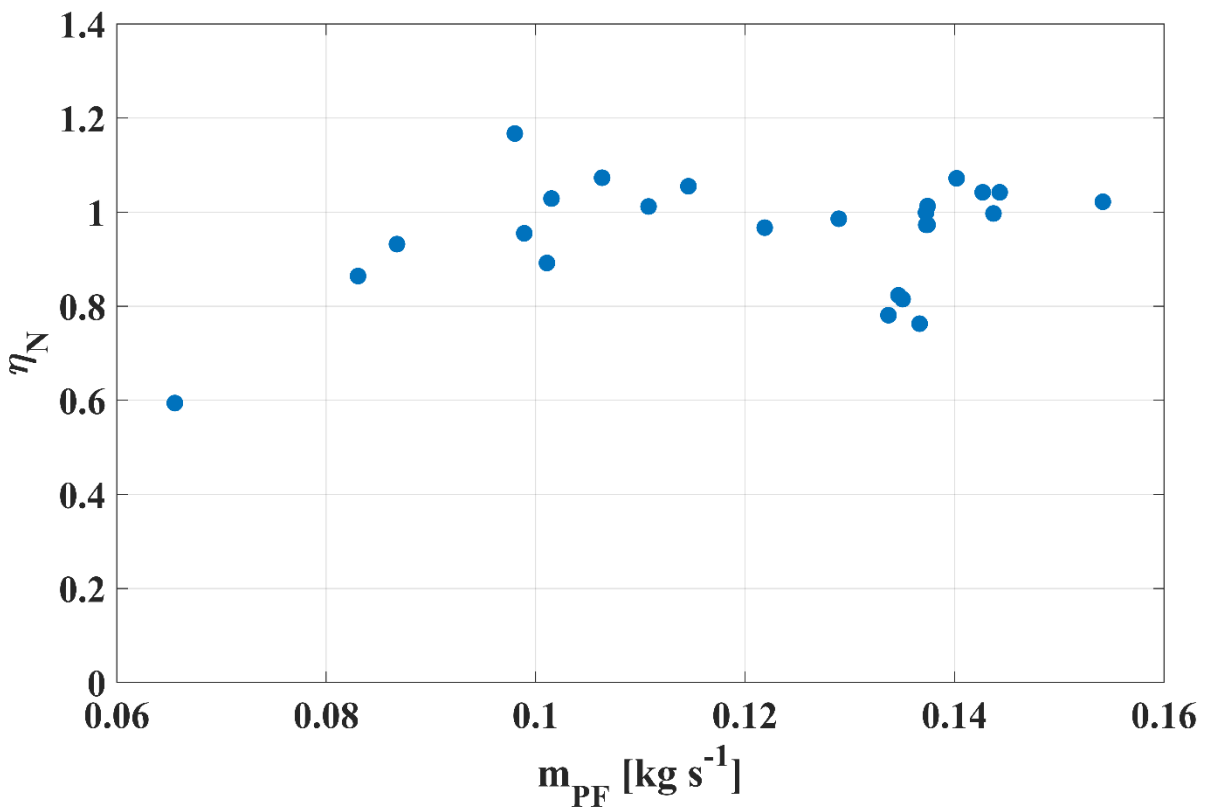


Figura 27. Andamento dell'efficienza del motive nozzle in funzione della portata massica effluente nel motive nozzle (eiettore 3)

In Tabella 17 si riportano i risultati per le prove esaminate relative all'eiettore numero 4. Il modello stima il funzionamento dell'eiettore a partire dai dati sperimentali con un errore totale medio del 22%.

Tabella 17. Scostamenti dei risultati analitici rispetto ai dati sperimentali (eiettore 4)

Prova	$T_{w,in}$	$T_{w,out}$	T_{amb}	η_N	η_s	η_D	$P_{ev}-P_{min}$	err(μ)	err(P_{lift})	err(η_{ej})	err _{TOT}
[#]	[°C]	[°C]	[°C]	[-]	[-]	[-]	[bar]	[%]	[%]	[%]	[%]
7	46	55	12	0.9	0.1	0.6	1.7	21.4	-2.5	-0.5	21.5
8	47	55	7	1.1	0.5	0.4	1.2	26.5	-3.6	-0.4	26.8
15	40	60	7	1.2	0.5	0.4	1.6	28.0	-2.0	-0.7	28.1
30	40	60	7	1.0	0.8	0.4	1.1	31.7	-2.7	-1.9	31.9
40	30	60	4	1.0	0.1	0.5	0.5	29.3	-2.6	-1.9	29.4
46	40	60	12	0.9	0.2	0.4	0.1	25.7	-1.7	-1.3	25.7
55	41	81	7	1.0	0.9	0.4	0.5	34.1	-3.8	-1.1	34.4
56	30	60	30	0.9	0.3	0.5	0.9	1.9	-0.1	-0.4	2.0
58	50	70	12	0.8	0.3	0.5	1.9	39.0	-3.0	0.0	39.1
61	14	60	12	1.2	0.9	0.3	0.1	9.5	-0.2	1.0	9.6
62	16	55	12	1.0	1	0.4	0.8	7.0	-0.3	-0.7	7.0
64	21	47	12	1.2	1	0.3	0.3	9.2	-0.2	1.3	9.3
68	12	43	35	1.1	0.1	0.4	0.5	7.8	-0.5	0.9	7.9
69	13	43	35	1.0	0.5	0.4	0.2	4.0	-0.4	-0.7	4.1
70	13	44	35	0.8	0.9	0.5	0.1	0.9	-0.1	0.5	1.1
71	11	41	0	0.6	0.8	0.9	0.4	1.8	-0.3	-0.3	1.9
72	11	42	0	1.0	0.1	0.5	0.2	8.8	-0.5	0.8	8.9
76	13	29	5	1.0	0.8	0.4	0.9	4.5	-0.1	-0.2	4.5
77	10	59	5	1.2	0.5	0.4	0.7	16.6	-1.0	-0.1	16.7
78	11	54	5	0.7	1	0.7	0.2	9.3	-0.7	0.0	9.3
79	13	24	5	0.7	0.5	0.5	0.3	1.8	0.0	1.0	2.0
84	20	60	12	1.0	0.9	0.4	0.4	10.3	-0.4	1.0	10.4
85	30	60	0	1.0	0.3	0.5	0.8	31.9	-3.1	-1.0	32.0
86	30	60	-5	0.8	0.4	0.5	0.4	42.1	-4.7	-1.3	42.4
87	40	60	0	1.0	0.5	0.4	0.6	41.8	-4.1	-0.7	42.0
89	40	60	-7	1.1	0.5	0.4	1.9	67.7	-7.3	-1.8	68.1
90	47	55	0	1.1	0.5	0.4	1.9	47.9	-5.0	0.2	48.2
91	31	61	-10	0.9	0.6	0.5	1.5	59.1	-6.9	-3.0	59.6
96	47	55	7	1.0	0.6	0.4	1.6	37.1	-3.0	0.2	37.2
97	47	55	0	1.1	0.4	0.4	2	52.1	-5.1	0.9	52.4
101	12	25	5	0.7	0.6	0.5	0.1	1.5	0.0	0.1	1.5
103	25	60	15	1.2	0.2	0.4	1	9.2	-0.3	1.0	9.3
105	30	55	35	1.2	0.3	0.4	0.1	15.7	-1.5	-1.0	15.8
109	32	41	27	1.0	1	0.4	1.4	7.3	-0.4	0.6	7.4

In Figura 28 si riporta l'andamento del rendimento del motive nozzle in funzione della pressione di esercizio al gas cooler. Analogamente a quanto visto per l'eiettore 3 in Figura 24, il rendimento del motive nozzle dapprima risulta crescente con la pressione di esercizio al gas cooler per poi assumere valori circa costanti intorno all'unità. In questo caso sembra più accentuato un andamento decrescente del rendimento per valori di pressione superiori a 90 bar. Andamenti simili si registrano anche per gli altri parametri operativi esaminati (Figura 29, Figura 30, Figura 31).

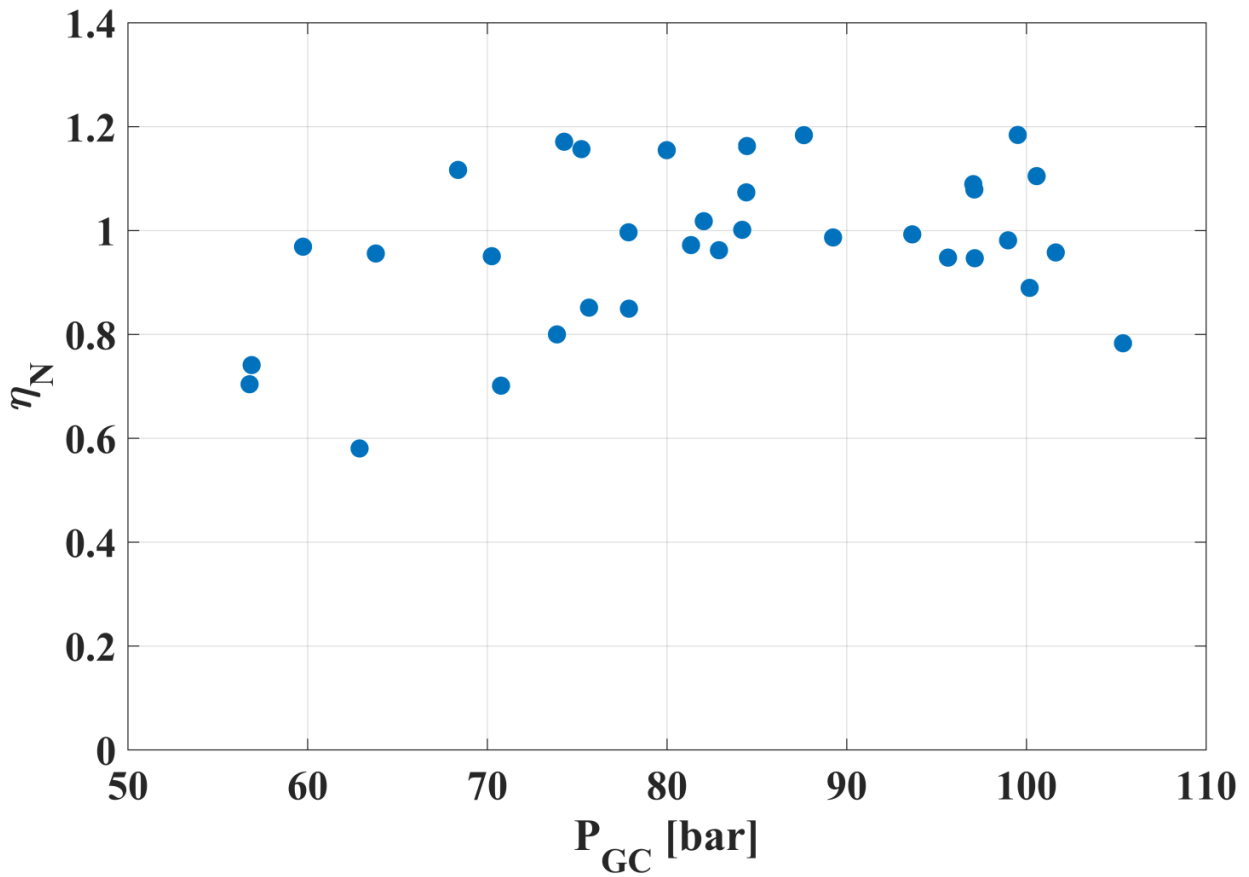


Figura 28. Andamento dell'efficienza del motive nozzle in funzione della pressione di esercizio al gas cooler (eiettore 4)

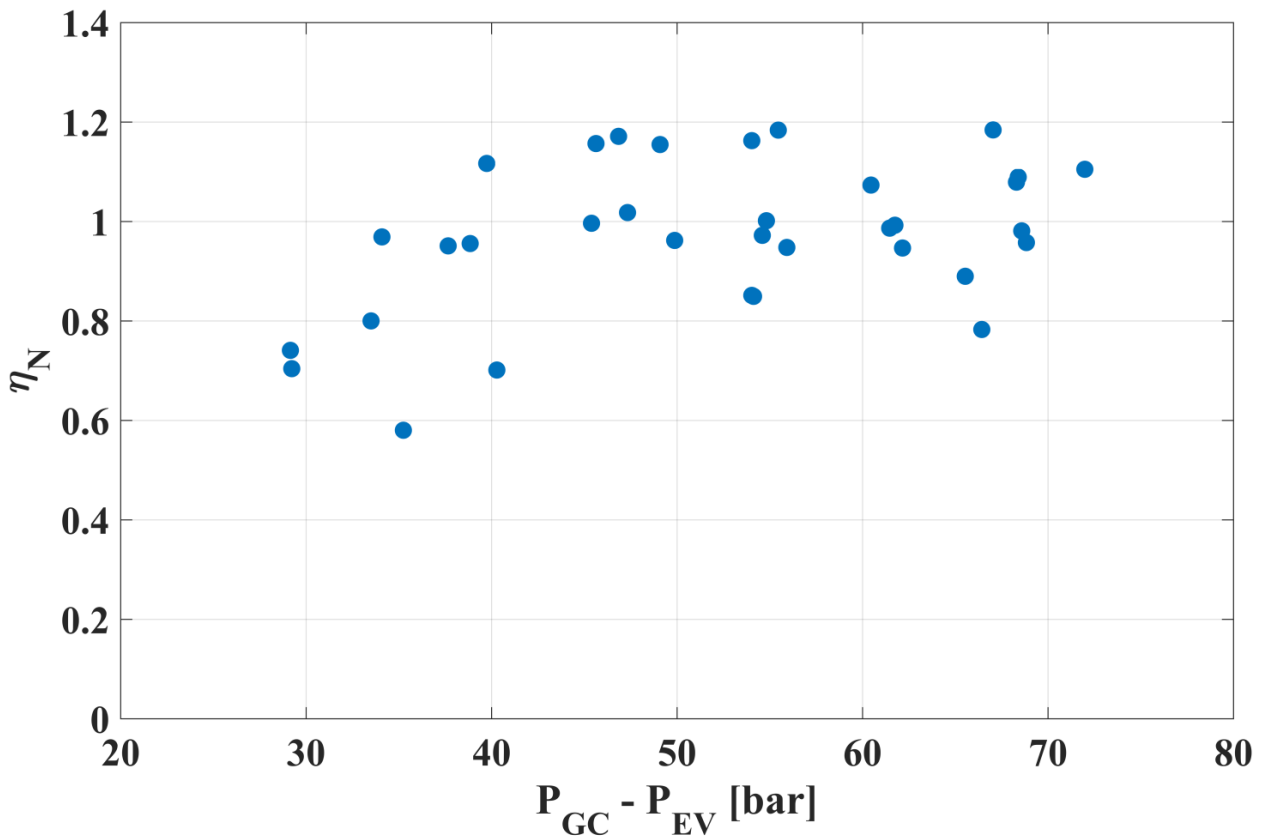


Figura 29. Andamento dell'efficienza del motive nozzle in funzione della differenza tra la pressione al gas cooler e la pressione di evaporazione (eiettore 4)

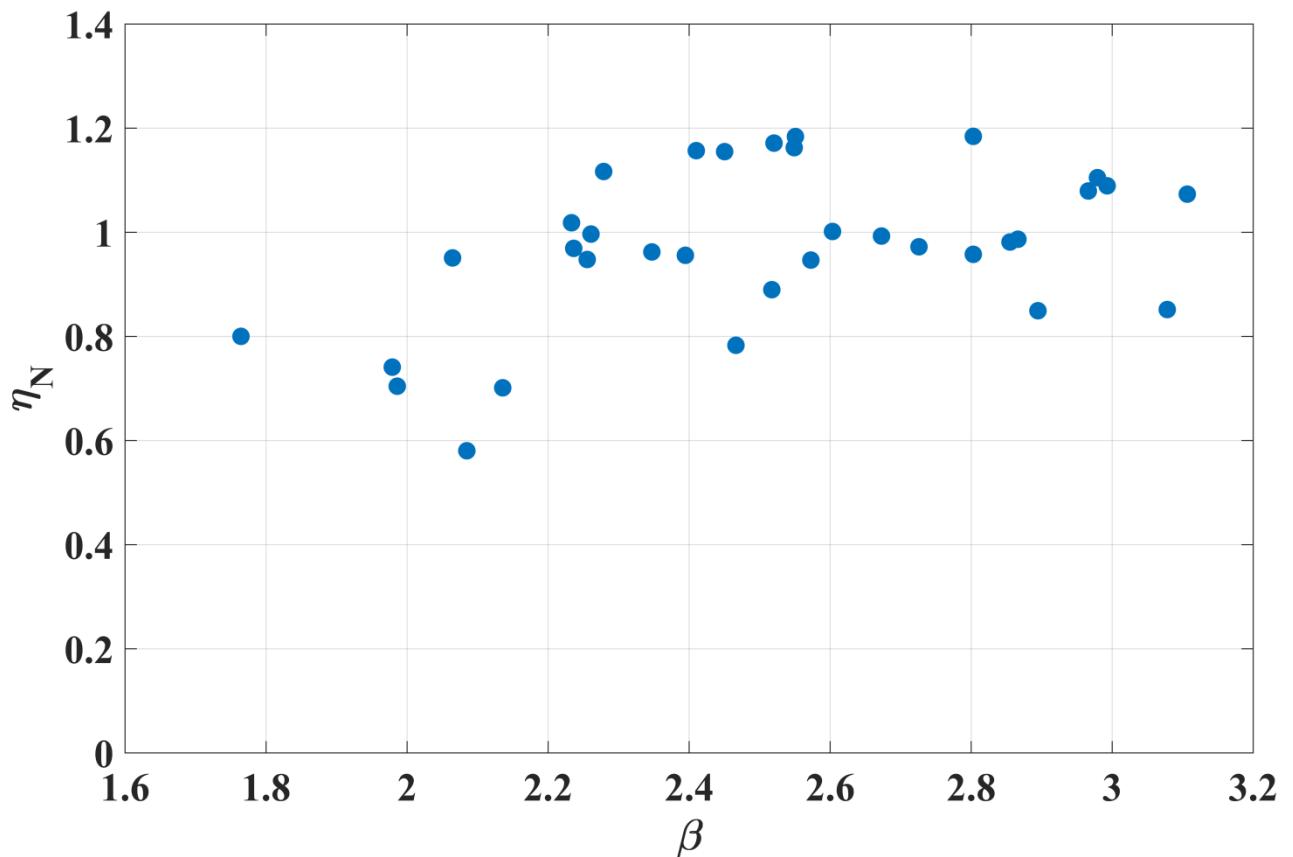


Figura 30. Andamento dell'efficienza del motive nozzle in funzione del rapporto di compressione (eiettore 4)

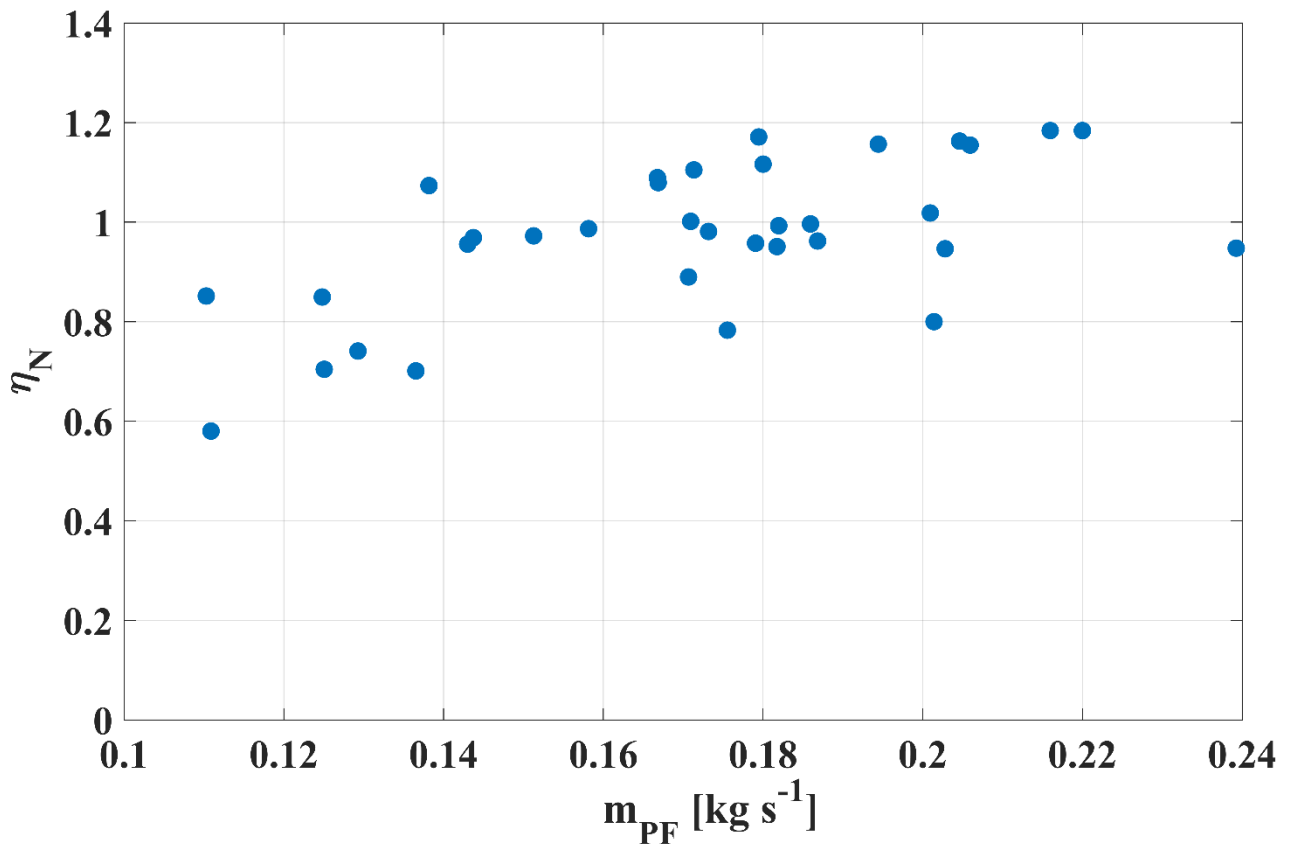


Figura 31. Andamento dell'efficienza del motive nozzle in funzione della differenza tra la pressione al gas cooler e la pressione di evaporazione (eiettore 4)

6 Conclusioni

Il presente rapporto tecnico ha avuto come oggetto lo sviluppo teorico-sperimentale di un modello di simulazione termofluidodinamica del funzionamento di un sistema a eiettori multipli. Utilizzando i dati sperimentali raccolti durante le prove sul prototipo di pompa di calore a CO₂ dotata di sistema multi eiettore è stato sviluppato un modello atto a determinare l'efficienza dell'eiettore, le portate massiche elaborate e il pressure lift in relazione alle condizioni operative e alla geometria dello stesso.

La prima fase dell'attività ha riguardato l'implementazione della catena di misura con la relativa strumentazione e sistema di acquisizione e controllo. In particolare si è fatto riferimento alla norma UNI EN 14511/2011 che regola la procedura di prova e gli scostamenti massimi ammissibili.

A partire dalle grandezze misurate in maniera diretta, si sono valutati i principali parametri caratteristici dell'eiettore quali rapporto di trascinamento, pressure lift ed efficienza dell'eiettore. Al fine di caratterizzare il funzionamento dell'eiettore, le condizioni al contorno alla macchina sono state fatte variare in maniera tale da investigare un numero elevato di condizioni operative differenti per ogni singolo eiettore, definendo un'ampia matrice di test. In particolare sono state analizzate 110 prove per 10 diverse configurazioni del gruppo multi eiettore. Tutte le prove sono caratterizzate da bassa incertezza la quale rientra sempre nei limiti stabiliti dalla norma di riferimento. Un'analisi più estesa è stata effettuata per due configurazioni del sistema multi eiettore.

È stata analizzata l'influenza della pressione di esercizio del gas cooler e della temperatura del refrigerante in uscita dal gas cooler sulla portata del motive nozzle, sul rapporto di trascinamento, sul pressure lift e sull'efficienza dell'eiettore. Si è visto come la portata effluente nel motive nozzle aumenta all'aumentare della pressione al gas cooler, per una determinata temperatura del refrigerante in uscita dal gas cooler e assume valori più bassi al crescere della temperatura di uscita dal gas cooler, a parità di pressione.

Il rapporto di trascinamento, invece, risulta essere crescente all'aumentare della pressione di esercizio del gas cooler, a parità di temperatura del refrigerante in uscita dal gas cooler. I valori più elevati del rapporto di trascinamento si ottengono per basse pressioni al gas cooler e per basse temperatura del refrigerante in uscita dallo scambiatore.

In merito al recupero di pressione offerto dall'eiettore, esso risulta decrescente all'aumentare della pressione del gas cooler, assumendo valori più elevati per temperature di uscita dal gas cooler più alte. Si nota infine come il rapporto di trascinamento e il pressure lift hanno andamenti opposti a seconda delle caratteristiche termodinamiche del fluido in ingresso nel motive nozzle.

Gli andamenti dell'efficienza dell'eiettore in funzione della pressione al gas cooler mostrano l'esistenza di un valore ottimale della pressione che massimizza l'efficienza. L'efficienza assume inoltre valori più alti per valori della temperatura di uscita dal gas cooler più bassi.

Con lo scopo di predire le prestazioni dell'eiettore, sono state individuate in letteratura correlazioni e/o metodi per la stima della portata al primario e dell'efficienza dell'eiettore. Tuttavia i metodi scelti hanno riportato errori medi assoluti non accettabili. Tra le varie correlazioni è stata scelta quella presentata da Banasiak et al. [7] per il calcolo della portata in quanto la sua implementazione richiede la conoscenza delle condizioni termodinamiche del fluido in ingresso al motive nozzle, le proprietà del refrigerante nel punto critico e le caratteristiche geometriche dell'eiettore. In merito all'efficienza dell'eiettore, è stata scelta invece la correlazione proposta da Lucas et al. [6].

Le due correlazioni scelte sono state ricalibrate a partire dai dati sperimentali. Si ottengono errori medi assoluti inferiori al 3% per il calcolo della portata e inferiori al 10% per la stima dell'efficienza, per entrambe le configurazioni investigate.

È stato infine sviluppato un modello che, attraverso la scrittura di semplici equazioni di bilancio della massa, dell'energia e della quantità di moto, permette di stimare i parametri prestazionali dell'eiettore, note le condizioni termodinamiche del fluido all'ingresso del primario e del secondario dell'eiettore, fissati i rendimenti interni dell'eiettore.

Attraverso tale modello è stato possibile valutare, per ogni condizione di prova investigata, l'efficienza di ogni singolo tratto e l'influenza dei vari parametri operativi sull'efficienza dell'ugello primario. In particolare esso risulta crescente con la pressione al gas cooler. Stessi andamenti si notano in funzione della differenza

tra la pressione al gas cooler e quella all'evaporatore, del rapporto di compressione e della portata al primario.

7 Riferimenti bibliografici

1. UNI EN 14511/2011 - "Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti".
2. S. Elbel, "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications", *Int. J. Refrigeration*, 34.7 (2011), pp. 1545-1561.
3. C. Lucas, J. Koehler, "Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector", *Int. J. Refrigeration*, 35.6 (2012), pp. 1595-1603.
4. ASME, "Fluid Meters: Their Theory and Application", sixth ed. American Society of Mechanical Engineers (1971), New York.
5. V.C. Mei, "Short tube refrigerant flow restrictors", *ASHRAE Trans*, 88.2 (1982), pp. 157-169.
6. C. Lucas, J. Koehler, A. Schroeder, C. Tischendorf, "Experimentally validated CO₂ ejector operation characteristic used in a numerical investigation of ejector cycle", *Int. J. Refrigeration*, 36.3 (2013), pp. 881-891.
7. K. Banasiak, A. Hafner, E.E. Kriezi, K.B. Madsen, M. Birkelund, K. Fredslund, R. Olsson, "Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units", *Int. J. Refrigeration*, 35 (2015), pp. 265-276.
8. K. Sumeru, H. Nasution, F. N. Ani, "A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16.7 (2012), pp. 4927-4937.

8 Abbreviazioni e acronimi

Simboli

A: sezione di passaggio [mm^2]
c: calore specifico [kJ/kgK]
d: diametro [mm]
err: errore [%]
f: frequenza [Hz]
h: entalpia [kJ/kg]
M.A.E.: errore medio assoluto [%]
M.E.: errore medio percentuale [%]
p: pressione [bar]
 \dot{Q} : potenza termica [kW]
T: temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
 \dot{V} : portata volumetrica [m^3/s]
w: velocità [m/s]
 \dot{W} : potenza elettrica [kW]
X: grandezza generica
x: titolo [-]

Lettere greche

β : rapporto di compressione [-]
 γ : rapporto tra il diametro dell'orifizio e il

Pedici

A: categoria A
amb: ambiente
B: categoria B
C: composta
c: lato caldo
CP: compressore
cr: punto critico
d, diff: diffusore
down: a valle
ej, EJEC: eiettore
EV: evaporatore
GC: gas cooler
i, in: ingresso
is: isoentropico
m: miscelamento
min: minimo
mod: modello
n: motive nozzle
o, out: uscita
p: pressione costante
pf: primary flow

diametro del condotto [-]

η : rendimento [-]

Π_{lift} : pressure lift [-]

ρ : densità [kg/m³]

σ : deviazione standard

μ : rapporto di trascinamento [-]

REC: scambiatore di calore interno

s: suction nozzle

sf: secondary flow

sper: sperimentale

sub: sottoraffreddamento

th: gola

up: a monte

w, water: acqua

CV Rita Mastrullo

Carriera accademica

Rita Maria Antonietta Mastrullo ha conseguito, con lode, la laurea in Ingegneria elettrotecnica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Napoli il 28/2/78. Dopo avere goduto di alcune borse di studio, è stato ricercatore del gruppo I05 nella stessa Facoltà dal 31/10/1980. È stato professore associato di Fisica tecnica, sempre nella Facoltà di Ingegneria di Napoli, dal 1987. Dal 1/11/94 è a tutt'oggi professore ordinario di Fisica tecnica.

Attività didattica

Attualmente tiene, per titolarità, i corsi di Fisica tecnica e Tecnica del freddo per gli allievi del Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica e del Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica per l'energia e l'ambiente, attivi presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II.

È stata per diversi anni, ed è tuttora, supplente del corso di Termofluidodinamica e Trasmissione del calore per gli allievi del corso di laurea in Ingegneria Energetica dell'Università degli Studi del Sannio. E' supplente del corso di Fisica tecnica per gli allievi di Ingegneria Civile presso l'Accademia Aeronautica di Pozzuoli. E' stato docente supplente di Fisica tecnica ed impianti presso la Facoltà di Architettura, di Energetica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Cassino, di Tecnica del controllo ambientale presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Napoli SUN.

Relatore di più tesi di Dottorato di Ricerca, sia numeriche sia sperimentali, sui temi di ricerca del risparmio energetico, degli impianti di refrigerazione e della modellizzazione e controllo di sistemi per la conversione energetica.

È coautore di materiale didattico utilizzato come libri di testo per corsi di Fisica tecnica per allievi della Facoltà di Ingegneria in diversi Atenei.

Attività di ricerca scientifica

Dal 1980 ad oggi, con continuità, svolge attività di ricerca nel campo dei sistemi per il trasferimento e la conversione dell'energia. L'attività è testimoniata da oltre 150 memorie presentate a Convegni o pubblicate su riviste internazionali di prestigio.

È stata ed è responsabile scientifico per numerosi progetti di ricerca nazionali (fondi ministeriali, FESR-Campania, e convenzioni con aziende private) e internazionali (fondi Europei), su tematiche concernenti la refrigerazione e le pompe di calore, con particolare riferimento ai fluidi refrigeranti a basso impatto ambientale.

Attività istituzionali

Dal 1996 è coordinatore dei docenti di Fisica tecnica afferenti al Dipartimento di Energetica, Termofluidodinamica e Condizionamenti ambientali (DETEC); dal 2007 è membro del Comitato nazionale della Fisica tecnica, di cui dal 2010 al 2013 ne è stato il Presidente. Attualmente, è Presidente dell'Associazione della Fisica tecnica italiana.

E' stato coordinatore della commissione permanente di Facoltà per i rapporti con le istituzioni ed il mondo della produzione e dei servizi. Ha fatto parte, numerose volte, di commissioni di concorso di Dottorato di Ricerca, di Ricercatore universitario e di Professore universitario di I e II fascia.

E' stata dal 2006 al 2010 direttore del Dipartimento di Energetica, Termofluidodinamica Applicata e Condizionamenti Ambientali dell'ateneo federiciano.

E' membro del collegio dei docenti per la Scuola di Dottorato di ricerca in Ingegneria Industriale presso il proprio Ateneo.

E' membro della commissione budget e programmazione del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università Federico II di Napoli.

Dal 2010 ad oggi è Presidente del Consiglio Tecnico Scientifico di Technapoli (parco Scientifico e Tecnologico dell'area metropolitana di Napoli e Caserta).

Dal 2009 al 2012 Membro del Consiglio di Amministrazione del Centro di Competenza AMRA

Dal 2011 al 2013 Membro del gruppo nazionale di esperti (GEV) dell'ANVUR per la VQR 2004- 2010.

CV Alfonso William Mauro

Alfonso William Mauro è dottore di ricerca in Ingegneria dei Sistemi Meccanici; attualmente, copre il ruolo di professore associato presso l'Università degli studi di Napoli Federico II, dove è docente di Fisica tecnica e Tecnica del freddo nella Scuola Politecnica delle Scienze di base e dell'Ingegneria.

Nelle sue ricerche si è occupato della caratterizzazione sperimentale delle prestazioni di scambio termico di fluidi refrigeranti alternativi: prima in sostituzione degli HCFC e poi degli HFC ad elevato GWP (con un focus particolare sull'anidride carbonica, il propano e le idro-olefine), al fine della riduzione della carica di refrigerante ovvero del raggiungimento di elevati flussi termici tramite sistemi a microcanali.

Ha partecipato a diversi progetti di ricerca per lo sviluppo di soluzioni innovative atte al contenimento dei consumi energetici e dell'impatto ambientale delle macchine frigorifere per la refrigerazione domestica e professionale, delle pompe di calore per la climatizzazione di ambienti e di mezzi di trasporto, e per favorire l'impiego della conversione efficiente di energia per mezzo di pompe di calore nel settore agro-alimentare.

Autore di oltre 70 pubblicazioni su riviste scientifiche nazionali, internazionali e su memorie di convegni, è socio AICARR e membro della commissione B2 (refrigerating equipment) dell'IIR.

CV Francesco Botticella

Francesco Botticella si è laureato con lode in Ingegneria Meccanica nel 2014 presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, con una tesi di laurea svolta presso l'Università Politecnica di Valencia riguardante la misurazione sperimentale della quantità di olio lubrificante in circolo negli impianti di refrigerazione. Attualmente è uno studente di dottorato in Tecnologia dell'Informazione per l'Ingegneria presso l'Università degli Studi del Sannio. La sua attività di ricerca è focalizzata sullo studio, sperimentale e modellistico, delle prestazioni stagionali di pompe di calore elaboranti fluidi refrigeranti a basso impatto ambientale. È inoltre coautore di alcune pubblicazioni su tale tematica.

CV Gianluca Lillo

Gianluca Lillo si è laureato con lode in Ingegneria Meccanica nel 2016 presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, con una tesi di laurea sulle pompe di calore operanti con eiettori, i cui risultati sono stati oggetto di pubblicazione.