



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA
Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

ANALISI ENERGETICA DI UNA CONFIGURAZIONE
DI POMPA DI CALORE CON EIETTORE

Relatore: Prof. Angelo Zarrella

Correlatore: Dott.ssa Sara Bordignon

Studente: Luca Dorigo 1130017

Anno Accademico 2021/2022

Sommario

Viene proposto un modello teorico per la valutazione delle prestazioni di una pompa di calore modificata con l'inserimento di un eiettore come organo di espansione. La configurazione risulta compatibile con la definizione EERS, *Ejector Expansion Refrigeration System*. L'introduzione dell'eiettore modifica l'architettura del ciclo a compressione di vapore, che richiede l'installazione di un separatore liquido-vapore.

Le prestazioni del modello vengono validate contro due serie di dati sperimentali. Il rapporto di compressione che l'eiettore esercita su fluido in uscita dall'evaporatore risulta la grandezza di interesse principale per la stima delle prestazioni della pompa di calore.

Le prestazioni del ciclo con eiettore vengono analizzate nell'intervallo di 0 - 10 °C di temperatura di evaporazione e 40-70°C della temperatura di condensazione e vengono comparate con il ciclo a compressione di vapore convenzionale nelle medesime condizioni.

Utilizzando come fluidi operativi R134a e R290 si propongono i risultati di un confronto delle prestazioni con il ciclo a compressione di vapore standard evidenziando i miglioramenti che possono essere realizzati.

Indice

Sommario	i
Introduzione	5
Capitolo 1 L'eiettore nella refrigerazione	7
1.1 Principio di funzionamento dell'eiettore	7
1.2 Posizione dell'ugello	9
1.3 Tipologia di ugello	10
1.4 Numero di fasi elaborate	12
1.5 Schemi di base di utilizzo dell'eiettore	12
1.5.1 Ciclo frigorifero con eiettore – (Standard ejector refrigeration system - SERS)	12
1.5.2 Ciclo frigorifero ad espansione tramite eiettore (Ejector Espansion Refrigeration System - EERS)	15
1.5.3 Ciclo frigorifero con eiettore a ricircolo di liquido (Liquid recirculation ejector-expansion vapor compression systems - LrEVCS).....	17
Capitolo 2 Pompa di calore con eiettore come espansore	19
2.1 Vantaggi della soluzione EERS	19
2.2 Pompa di calore con espansione tramite eiettore	20
2.3 Condizioni operative d'indagine	22
2.4 Approccio alla modellazione dell'eiettore bifase	22
2.5 Modello ciclo a compressione di vapore con eiettore di espansione	24
2.5.1 Ugello primario (motive nozzle)	26
2.5.2 Ugello secondario (suction nozzle)	26
2.5.3 Sezione di miscelamento ad area costante	27
2.5.4 Diffusore	29
2.5.5 Separatore, Compressore, Condensatore ed Evaporatore	31
2.6 Analisi funzionamento non ottimale	32
2.7 Modello ciclo a compressione di vapore standard	34
Capitolo 3 Validazione	37
3.1 Dati di validazione 1.....	37

3.2 Dati di validazione 2.....	44
3.3 Possibile aggiornamento del modello.....	48
3.4 Calibrazione del modello.....	48
Capitolo 4 Risultati	53
4.1 Prestazioni eiettore bifase.....	53
4.1.1 Pressione di espansione	53
4.1.2 Condizioni operative.....	55
4.2 Lavoro di compressione e COP.....	58
4.3 Confronto con ciclo standard	59
4.3.1 Condizioni operative.....	59
4.3.2 Confronto con ciclo standard: risultati	59
4.4 Geometria fissa.....	68
Conclusioni	72
Nomenclatura	74
Bibliografia	75

Introduzione

Il lavoro proposto intende porsi in continuità con un recente studio (Bordignon, et al., 2021) che permette di riprodurre tramite la simulazione entro il software TRNSYS il funzionamento di diverse configurazioni di pompa di calore reversibile accoppiate ad un sistema geotermico. L'indagine descrive l'impiego dinamico del sistema nell'ambito del raffrescamento e del riscaldamento di edifici con differenti tipi di impianto di distribuzione, esplorando anche un campo di impiego ambizioso per le pompe di calore, come quello degli impianti di riscaldamento ad alta temperatura. Sulla base di questo scenario il presente lavoro intende determinare una configurazione di pompa di calore con eiettore, con l'obiettivo di poterne valutare le prestazioni all'interno del medesimo software.

Gli studi sull'utilizzo dell'eiettore negli ultimi due decenni testimoniano proficue applicazioni nell'ambito della refrigerazione e del condizionamento. L'impiego sul mercato è documentato nell'ambito della refrigerazione commerciale a CO₂ in schemi frigoriferi in cascata e in impianti di recupero di calore a temperatura medio bassa, tipicamente residuo di processi industriali a temperature elevate.

Il ricorso a schemi di impianto e sistemi di controllo articolati risulta un investimento compatibile con soluzioni di taglia rilevante, mentre l'applicazione in sistemi di piccola potenza (< 40 kW) non si riscontra sul mercato. Ciononostante il numero di studi effettuati in letteratura (Elbel, et al., 2016) rileva un interesse diffuso per l'applicazione di questo dispositivo.

Nell'ottica di proporre una soluzione concettualmente ed economicamente vantaggiosa, il principale impiego nella refrigerazione è rivolto alla sostituzione della valvola di laminazione entro il ciclo a compressione di vapore, per il recupero delle perdite di espansione. Il beneficio rispetto al ciclo frigorifero convenzionale è tanto più rilevante, quanto più è ampia è la differenza fra i livelli di pressione su cui il ciclo opera. A testimonianza di ciò si evidenzia un ampio numero di studi su impianti transcritici a CO₂, nei quali la perdita per espansione raggiunge valori assai significativi, rispetto a cicli con fluidi convenzionali.

Questa osservazione non deve tuttavia circoscrivere la possibile applicazione dell'eiettore nei cicli subcritici, che rappresentano la più diffusa modalità di impiego del ciclo a compressione di vapore. Il vincolo imposto dal *phase-out* di un vasto numero di fluidi frigoriferi fornisce un ulteriore spunto di applicazione dell'eiettore con fluidi di nuova generazione ecosostenibili, con idrocarburi e fluidi naturali (Sarkar, 2009), (Atmaca, et al., 2019) (Selvaraju, et al., 2004).

In questo contesto l'obiettivo del lavoro è quello di ricercare una valida soluzione di utilizzo dell'eiettore in una pompa di calore e di prevederne le prestazioni entro un campo di utilizzo ragionevole per l'impiego citato.

Il lavoro si articola proponendo innanzitutto una descrizione dell'eiettore, prestando attenzione alle caratteristiche di interesse per l'applicazione nell'ambito generale della refrigerazione. In particolare si evidenziano le modalità in cui l'eiettore viene impiegato in diverse soluzioni documentate, cercando di cogliere per ciascuna l'effetto sulle prestazioni del ciclo.

L'impiego dell'eiettore come espansore all'interno della pompa di calore rappresenta una soluzione adeguata all'obiettivo prefissato in quanto fornisce evidenti benefici, senza rivoluzionare l'architettura del ciclo convenzionale.

Si propone pertanto nel Capitolo 3 un'analisi più approfondita del ciclo a compressione di vapore, che ricade nella definizione del modello teorico utilizzato per la stima delle prestazioni. Il modello proposto è in grado di prevedere le prestazioni del ciclo con eiettore ricevendo in ingresso le condizioni operative riassunte dalle temperature di evaporazione e di condensazione e i rendimenti isentropici dei componenti dell'eiettore. Queste grandezze, unitamente al rispetto delle equazioni di bilancio di portata, energia e quantità di moto permettono la soluzione del ciclo in regime stazionario.

Il metodo permette di calcolare le prestazioni fornite in termini di carico termico scambiato e coefficiente di prestazione della pompa di calore ed eventualmente il dimensionamento di alcune sezioni caratteristiche del deflusso nell'eiettore.

Nel Capitolo successivo il metodo viene applicato a due raccolte di dati sperimentali riportati in letteratura e i risultati della stima teorica vengono confrontati con le misure sperimentali. In questo modo si cerca di assicurare l'aderenza della previsione con le prestazioni reali del ciclo.

In conclusione si riportano i dati che il metodo fornisce, analizzando l'effetto di alcune grandezze significative e delle condizioni operative sulle prestazioni del ciclo. Il confronto del ciclo con eiettore rispetto alla soluzione convenzionale con i fluidi R134a e propano e l'analisi dei benefici concludono il lavoro.

Capitolo 1

L'eiettore nella refrigerazione

Il capitolo intende fornire delle informazioni generali sul funzionamento dell'eiettore, descrivendone gli aspetti fondamentali in relazione all'utilizzo nell'ambito della refrigerazione con l'obiettivo di presentare nello sviluppo di questo lavoro un modello teorico in grado di predirne le prestazioni.

Si riportano inizialmente delle categorizzazioni, proposte in letteratura che permettono di delineare le tipologie di dispositivi esistenti e le loro possibilità di applicazione. Quindi, sulla base del principio di funzionamento del dispositivo, si descrivono alcuni schemi d'impianto utili per comprendere le possibilità di utilizzo entro la pompa di calore.

1.1 Principio di funzionamento dell'eiettore

Negli ultimi anni l'applicazione degli eiettori si è diffusa e affermata nell'ambito della refrigerazione. Le soluzioni studiate intendono sfruttare la peculiarità dell'eiettore di espandere senza componenti in movimento un flusso ad alta pressione richiamando e comprimendo, in certa misura, un flusso a pressione inferiore.

Schematicamente un eiettore è strutturato come mostrato in Figura 1.1.

Attraversando l'ugello motore il flusso primario che alimenta l'eiettore ad alta pressione/temperatura subisce un'espansione, cui corrisponde un incremento della velocità di deflusso: l'accelerazione si manifesta fintanto che il fluido raggiunge la sezione terminale dell'ugello in condizioni soniche o supersoniche. Se le condizioni supersoniche sono state raggiunte, fuori dall'ugello il fluido si adegua alle condizioni di deflusso nella camera di miscelazione con onde d'urto.

L'accelerazione del flusso primario produce una riduzione di pressione allo scarico dell'ugello (o camera) secondario tale da indurre un gradiente di pressione fra l'ingresso e l'uscita dell'ugello stesso. Di conseguenza il fluido secondario viene attirato lungo l'ugello, espanso e accelerato verso la sezione a bassa pressione, dove raggiunge il flusso primario.

All'espansione dei flussi lungo gli ugelli segue il mescolamento: la differenza di velocità relativa fra primario (velocità maggiore) e secondario (velocità minore) induce forze viscosive che promuovono il trasferimento della quantità di moto e il mescolamento delle portate.

Il flusso miscelato ad alta velocità entra nel diffusore, che rallentando il deflusso converte l'energia cinetica in incremento di pressione statica (Zhang, et al., 2020). Si possono manifestare in caso di

velocità di deflusso supersonica ulteriori onde d'urto entro il diffusore o nella sezione di mescolamento con brusco recupero di pressione (Besagni, et al., 2019))

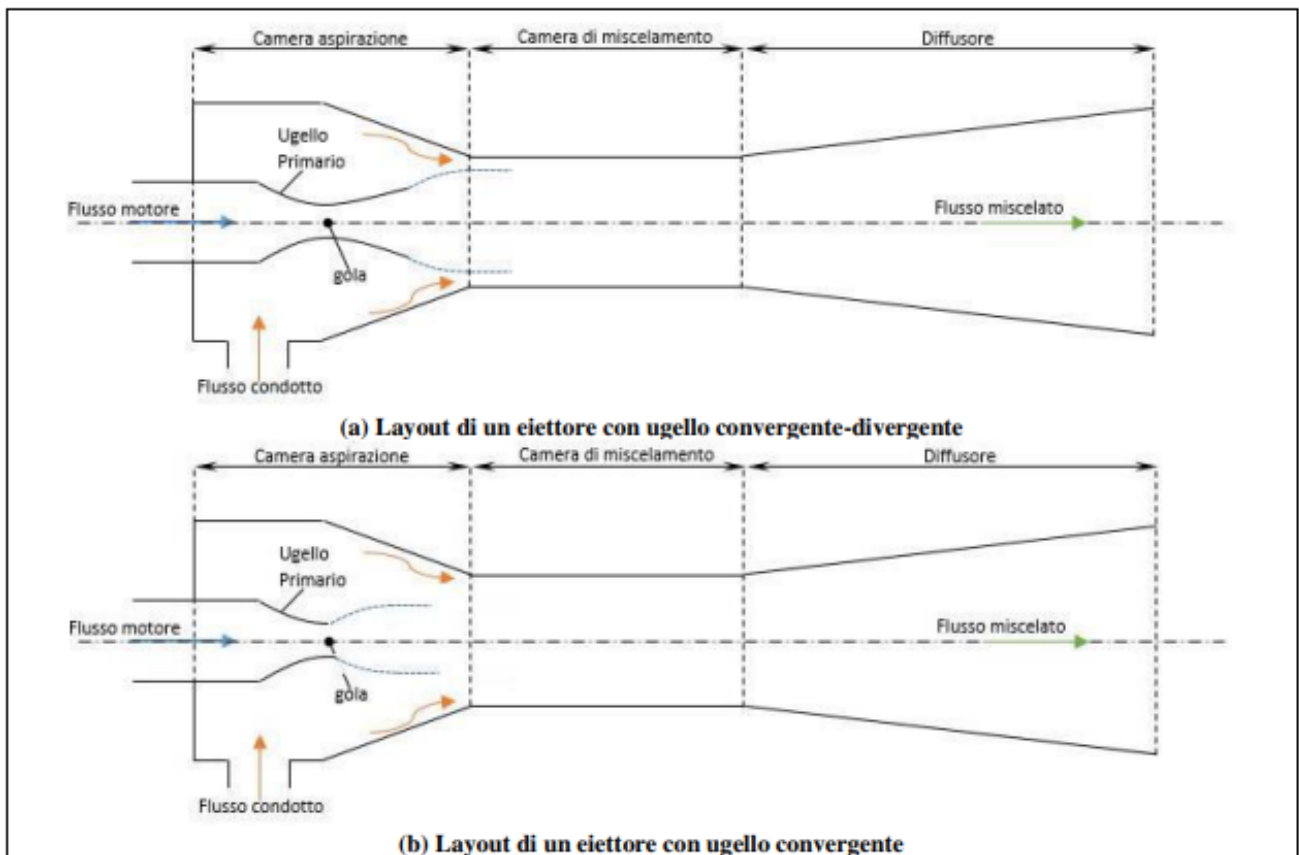


Figura 1.1: Configurazioni eiettore (Besagni, et al., 2019)

L'effetto netto che si ha a valle dell'eiettore è la compressione del fluido miscelato ad una pressione intermedia rispetto alla pressione del fluido primario e del fluido secondario, oltre che alla miscelazione delle due correnti. La compressione del fluido miscelato si configura globalmente come un aumento di pressione fornito al fluido a bassa pressione. (Elbel, et al., 2016)

Le possibili applicazioni degli eiettori sono state studiate in maniera estesa negli ultimi decenni.

Alcuni studi hanno portato alla formulazione di soluzioni impiantistiche completamente alternative ai tradizionali sistemi a compressione di vapore. Altre esperienze, invece, hanno utilizzato questi dispositivi in sostituzione dei componenti tradizionali con lo scopo di migliorare le prestazioni dei cicli convenzionali.

Complessivamente i pregi dell'eiettore risiedono nella semplicità intrinseca della sua struttura:

- L'assenza di parti meccaniche in movimento ne garantisce l'utilizzo con quasi ogni fluido senza bisogno di lubrificanti;
- L'assenza di parti meccaniche in movimento lo rende economico nella gestione (è di fatto passivo) ed affidabile perché privo di significativa manutenzione. (Aidoun, et al., 2019)

- A fronte dei ridotti costi di esercizio, realizza un triplice effetto di trascinamento, miscelamento e compressione del fluido; (Besagni, et al., 2019).

Complessivamente l'affidabilità che deriva dall'assenza di componenti meccanici in movimento richiama l'attenzione di molti studi che preferiscono l'eiettore ad altri dispositivi di espansione tradizionali, nonostante le prestazioni relativamente modeste e le limitate possibilità di regolazione. Esistono espansori rotodinamici a rotore eccentrico, del tipo *scroll*, a palette e alternativi e turbomacchine, anche se usate limitatamente in refrigerazione. Se tali espansori sono progettati per essere calettati sul medesimo albero del compressore, esistono importanti vincoli sulla portata volumetrica elaborata e problematiche legate a scambio termico fra i flussi in compressione ed espansione. Inoltre, la necessità di espandere fluido bifase può inoltre promuovere la corrosione della palettatura in movimento. (Aidoun, et al., 2019)

Entro la definizione generale di eiettore appena proposta risiedono dispositivi con diverse caratteristiche e destinazioni d'uso. Secondo (Besagni, et al., 2016) le possibilità di classificazione degli eiettori sono molteplici e includono i criteri di posizione dell'ugello, tipologia degli ugelli e numero di fasi elaborate.

1.2 Posizione dell'ugello

La distinzione basata sulla posizione dell'ugello primario permette di evidenziare due tipologie di dispositivo (Seekin, 2017) (Atmaca, et al., 2019):

- Miscelamento a pressione costante (*Constant pressure mixing* - CPM): Nel modello di eiettore a pressione costante le sezioni di uscita dell'ugello primario e dell'ugello secondario sono disposte in prossimità dell'imbocco di una camera di aspirazione. Entro la camera di aspirazione i flussi si mescolano a pressione costante come conseguenza di un adeguato dimensionamento della stessa. Attraverso la successiva sezione di mescolamento (ad area costante) il processo di mescolamento continua.
- Miscelamento ad area costante, (*Constant area mixing* - CAM): Nel modello ad area costante le sezioni di uscita di entrambi gli ugelli sono disposte in prossimità dell'imbocco della sezione di mescolamento ad area costante, dove ha luogo il mescolamento. I fluidi raggiungono la sezione di mescolamento a pressioni potenzialmente differenti. Come risultato della decelerazione della portata primaria durante il mescolamento, un incremento di pressione si manifesta anche attraverso questa sezione.

In entrambe le configurazioni il flusso miscelato raggiunge il diffusore dell'eiettore, dove si completa la decelerazione del flusso con il conseguente recupero di pressione.

L'assunzione di utilizzare l'ipotesi di mescolamento a pressione costante o ad area costante non risulta limitante nell'ambito della modellazione termodinamica del funzionamento dell'eiettore (Kornhauser, 1991) nel momento in cui la simulazione rispecchi le condizioni reali di funzionamento o le ipotesi di funzionamento siano assolute. L'ipotesi di utilizzo del modello ad area di mescolamento costante, o una combinazione dei due è ritenuta accettabile in (Keenan, et al., 1950).

Un'ulteriore possibilità di classificazione è stata teoricamente proposta (Eames, 2002) basata sul dimensionamento dell'eiettore secondo il criterio di variazione costante della quantità di moto entro l'eiettore (*Constant rate of momentum-change* - CRMC). Tale soluzione ambisce a cogliere gli aspetti più promettenti delle soluzioni CAM e CPM e questo criterio è proposto con lo scopo di ridurre le irreversibilità legate ai fenomeni d'urto lungo il deflusso.

1.3 Tipologia di ugello

Questa distinzione produce concreti risvolti in termini di dimensionamento e funzionamento dell'eiettore. Per comprendere i fenomeni che si manifestano quando il fluido elaborato raggiunge la velocità del suono, si riportano di seguito alcuni concetti termodinamici di validità generale.

In base alla definizione della velocità del suono c (m/s) calcolata lungo una trasformazione isoentropica:

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (1.1)$$

è possibile calcolare il numero di Mach M , che descrive localmente il rapporto fra la velocità del fluido u (m/s) e la velocità del suono calcolata nelle medesime condizioni:

$$M = \frac{u}{c} \quad (1.2)$$

Per condizioni di deflusso isoentropico monodimensionale di un fluido, il Teorema di Hugoniot (1.3 – 1.5) evidenzia la dipendenza della geometria locale di un condotto dalle condizioni di moto locali.

$$\frac{dA}{A} = \frac{du}{u} (M^2 - 1) \quad (1.3)$$

$$\frac{dA}{A} = -\frac{d\rho}{\rho u^2} (M^2 - 1) \quad (1.4)$$

$$\frac{dA}{A} = -\frac{d\rho}{\rho} \frac{(M^2 - 1)}{M^2} \quad (1.5)$$

L'applicazione del teorema riassume in Tabella 1.1 la varietà di condizioni che si possono realizzare nel deflusso attraverso un ugello e permette di comprendere il criterio che sta alla base della classificazione secondo la tipologia degli ugelli. Indicando rispettivamente con dA , du , dp , $d\rho$ le variazioni infinitesime di sezione e di velocità di attraversamento, di pressione e di densità del fluido.

Tabella 1.1: Condizioni di deflusso realizzabili secondo l'applicazione del Teorema di Hugoniot

M	Variazione A	Variazione u	Variazione P	Variazione ρ
$M < 1$	$dA > 0$	$du < 0$	$dp > 0$	$d\rho > 0$
$M > 1$	$dA > 0$	$du > 0$	$dp < 0$	$d\rho < 0$

Esiste una relazione fra la variazione di sezione di attraversamento del condotto e le variazioni delle grandezze che descrivono localmente il deflusso isentropico. Il segno della variazione dA della sezione di attraversamento descrive l'andamento locale di geometria divergente ($dA > 0$) o convergente ($dA < 0$).

In particolare si osserva che:

$$M = 1 \Rightarrow \frac{dA}{A} = 0 \Rightarrow A = \text{cost} \quad (1.6)$$

La condizione di deflusso a velocità sonica, $M = 1$, si può realizzare solo in condizioni di area di deflusso costante, in particolare in una sezione di minimo (comunemente detta sezione di gola A_g , *throat area* A_t) per la sezione di attraversamento.

L'espansione del fluido ad una pressione corrispondente ad una velocità di deflusso supersonica richiede dunque che il dimensionamento dell'ugello rispetti le (1.3-1.6).

La distinzione basata sulla tipologia degli ugelli impiegati distingue due categorie:

- Eiettore subsonico: L'eiettore subsonico è caratterizzato da ugelli con geometria solamente convergente. Alla luce di quanto sopra, il moto può risultare, al più, sonico nella sezione di uscita dell'ugello, ma non transitare mai a condizioni supersoniche. L'entità dell'espansione, dell'incremento di velocità nell'ugello primario è limitato superiormente dalla condizione sonica $M \leq 1$ e come conseguenza la conversione del carico cinetico in carico statico nel diffusore è analogamente limitata.

- Eiettore supersonico: L'eiettore supersonico è caratterizzato da ugelli con geometria convergente-divergente. Il moto può raggiungere nella sezione di gola dell'ugello primario condizioni di moto sonico e velocità supersoniche nel divergente. Il raggiungimento di elevate velocità corrisponde ad una maggiore espansione del flusso primario. Questa condizione è propedeutica al richiamo di fluido secondario nell'eiettore e al recupero di pressione all'uscita del diffusore in virtù della maggiore disponibilità di carico cinetico.

È opportuno ricordare che in condizioni di moto sonico e supersonico in un ugello si verifica il fenomeno detto “*choking*”, ovvero il deflusso di portata di massa costante, in determinate condizioni operative, attraverso l'ugello interessato dal moto sonico.

Entro l'eiettore supersonico (Besagni, et al., 2016) tale fenomeno si può manifestare come:

- “*double choking*”: il moto sonico interessa ugello primario e secondario, le portate sono entrambe vincolate e il rapporto di trascinamento risulta costante. Si parla di funzionamento critico per l'eiettore;
- “*single choking*” il moto sonico interessa solo l'ugello primario e la sola portata di primario è vincolata. La portata entro l'ugello secondario è funzione della pressione di alimentazione e della pressione allo scarico dell'eiettore. Si parla di funzionamento subcritico.

In assenza di “*choking*” l'ugello primario non lavora nelle condizioni di progetto e sono possibili condizioni di malfunzionamento. Se il fluido primario non espande a sufficienza il fluido

secondario può non essere introdotto nell'eiettore, ma fluire in direzione opposta “*reverse-flow*”: in queste condizioni l'eiettore non induce alcun beneficio e può ridurre le prestazioni del ciclo in cui è introdotto.

1.4 Numero di fasi elaborate

Il numero di fasi elaborate dall'eiettore è strettamente dipendente dalla configurazione del ciclo in cui l'eiettore viene collocato. Se entro l'eiettore lo stato del fluido (generalmente il medesimo in entrambi gli ugelli) è unico l'eiettore è definito monofase, mentre se il fluido elaborato raggiunge l'eiettore in stati diversi ci si riferisce ad eiettore bifase.

Quando il fluido primario è vapore che espandendo condensa e si mescola con liquido secondario, generalmente si fa riferimento ad eiettori a condensazione (*condensing ejector*) o eiettori vapore-liquido, quando invece il fluido primario è liquido e il secondario vapore è preferita la denominazione eiettore bifase.

La qualità delle simulazioni e l'efficacia dei metodi applicati risentono della complessità introdotta dal campo di moto bifase, ovvero dalla complessità della modellazione del cambiamento di fase e del mescolamento dei flussi primario e secondario.

1.5 Schemi di base di utilizzo dell'eiettore

Nell'ambito della refrigerazione le applicazioni degli eiettori proposte in ricerche sperimentali e studi teorici sono molteplici e nella letteratura disponibile si ritrovano approfondite rassegne e raccolte. ((Aidoun, et al., 2019) (Besagni, et al., 2016) (Aidoun, et al., 2019) (Zhang, et al., 2020)) Si riportano di seguito alcune soluzioni di base per comprendere i principali meccanismi di utilizzo degli eiettori nell'ambito della refrigerazione, per raffrescamento e riscaldamento. L'evoluzione delle architetture di base rivolta all'ottimizzazione delle prestazioni e allo studio delle metodologie di controllo è ampiamente documentata in letteratura.

1.5.1 Ciclo frigorifero con eiettore – (Standard ejector refrigeration system - SERS)

Il sistema SERS rappresenta un'applicazione dell'eiettore in una macchina sostanzialmente termica, priva cioè di lavoro operato sul fluido, fatta eccezione per il modesto contributo assorbito dalla pompa di ricircolo del condensato.

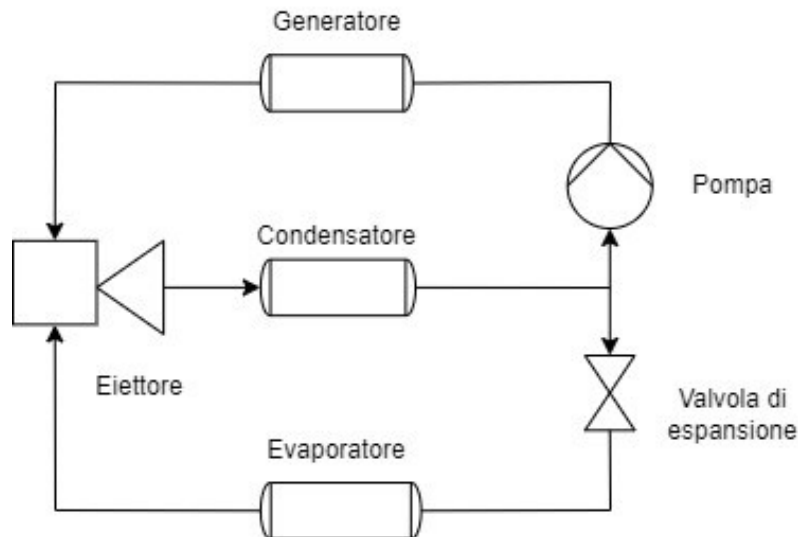


Figura 1.2: Schema d'impianto della configurazione Standard Ejector Refrigeration System.

In Figura 1.2 uno schema dell'architettura del ciclo e delle trasformazioni termodinamiche.

Il sistema SERS è composto da tre scambiatori di calore, l'eiettore, una pompa di ricircolo ed una valvola di espansione. Si tratta dunque di un sistema che opera su tre livelli diversi di pressione e di temperatura. Il generatore è la sorgente termica a temperatura più alta ed è responsabile della produzione di un vapore ad alta pressione che funge da fluido primario.

Il flusso proveniente dal generatore viene espanso nell'eiettore per poi miscelarsi con la corrente indotta dell'evaporatore. L'eiettore generalmente è monofase, elaborando entrambi i flussi in condizione di vapore surriscaldato. Il flusso in uscita dall'eiettore, che si trova generalmente nello stato di vapore surriscaldato, entra quindi nel condensatore da dove esce come liquido saturo o sottoraffreddato. Una parte del fluido di lavoro viene ricircolato verso il generatore tramite una pompa, mentre la rimanente frazione viene espansa attraverso una valvola di laminazione e inviata all'evaporatore.

Il carico utile è quello frigorifero (la somministrazione di calore ad alta temperatura per la generazione di vapore rappresenta il motore termico stesso della soluzione), scambiato all'evaporatore. In questa configurazione, mentre la pompa garantisce il dislivello di pressione fra condensatore e generatore l'eiettore si configura come elemento motore per il ciclo frigorifero e garantisce la compressione e il flusso della portata attraverso l'evaporatore.

La configurazione SERS è lo schema impiantistico maggiormente consolidato e che si pone come scelta preferenziale per lo studio di nuovi refrigeranti e per l'implementazione di schemi di controllo.

Il pregio della configurazione è quello di escludere il compressore, sede della principale spesa energetica, dal ciclo frigorifero a compressione di vapore. Di contro, la configurazione SERS rappresenta una soluzione operativamente vincolata dalla disponibilità di calore scambiato a temperatura elevata. Le applicazioni risultano vantaggiose nella misura in cui il carico termico fornito per la generazione di vapore si configuri come flusso di scarto proveniente da lavorazioni, processi industriali che prevedono scambi di calore a temperature maggiori a quelle di generazione.

Di interesse gli studi (Pridasawas, et al., 2007) (Diaconu, 2012) che sfruttano come sorgente termica per la generazione di vapore energia solare termica, fornita da collettori solari e trasferita al generatore tramite un fluido termovettore.

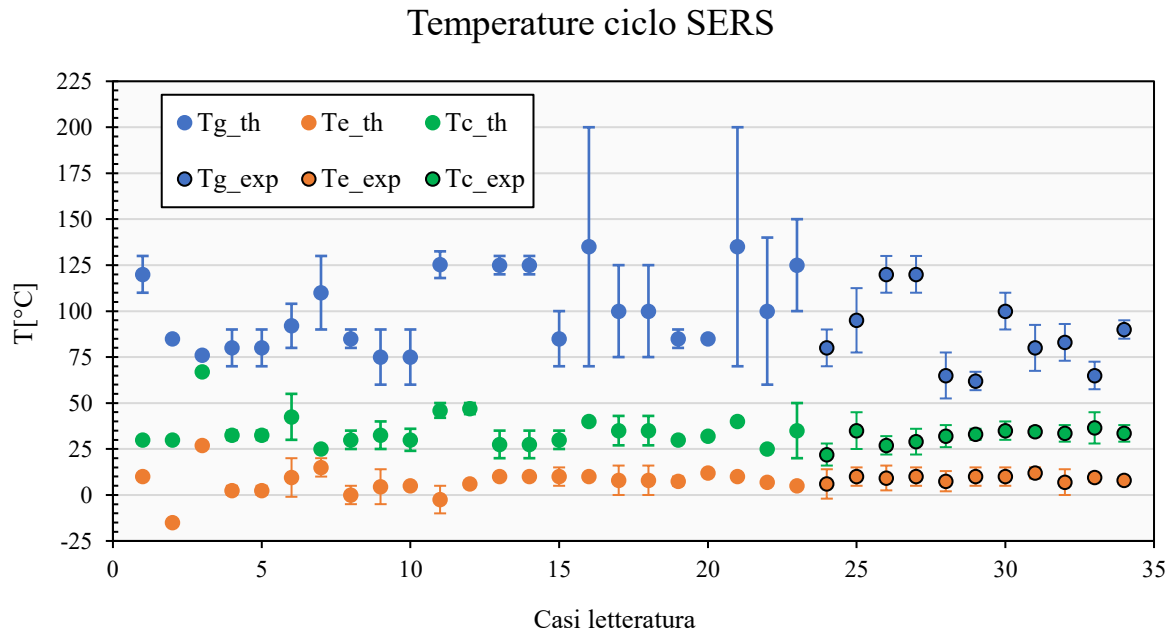


Figura 1.3: Temperature delle sorgenti termiche documentate per soluzione Standard Ejector Refrigeration Systems. I dati di studi teorici sono riportati nelle serie denominate “_th”, quelli sperimentali nelle serie “_exp”.

I coefficienti di prestazione (1.7) di una macchina termica risultano necessariamente inferiori a quelli di macchine convenzionali, comportando una resa termica relativa inferiore e tale da pregiudicare l’utilizzo della configurazione in soluzioni compatte e concorrenziali al ciclo di compressione di vapore convenzionale.

$$COP_{SERS} = \frac{Q_{ev}}{Q_g + W_p} \quad (1.7)$$

Si riportano in Figure 1.3, 1.4 le condizioni operative tipiche di un ciclo SERS per i casi documentati da (Besagni, et al., 2016) e (Zhang, et al., 2020) in applicazioni nell’ambito della refrigerazione come riportate nelle soluzioni teoriche e sperimentali.

Per ognuno dei casi riportati i range e i valori medi delle temperature di generazione, di condensazione, di evaporazione studiate sono riportati in Figura 1.3, quelli dei COP realizzati in Figura 1.4.

Si pone l’attenzione in particolare ai valori della temperatura di generazione richiesta per il funzionamento del ciclo, compresa fra 60 °C e 130 °C e i coefficienti di prestazione riportati che si attestano su valori compresi fra 0.05 e 1.0.

Prestazioni ciclo SERS

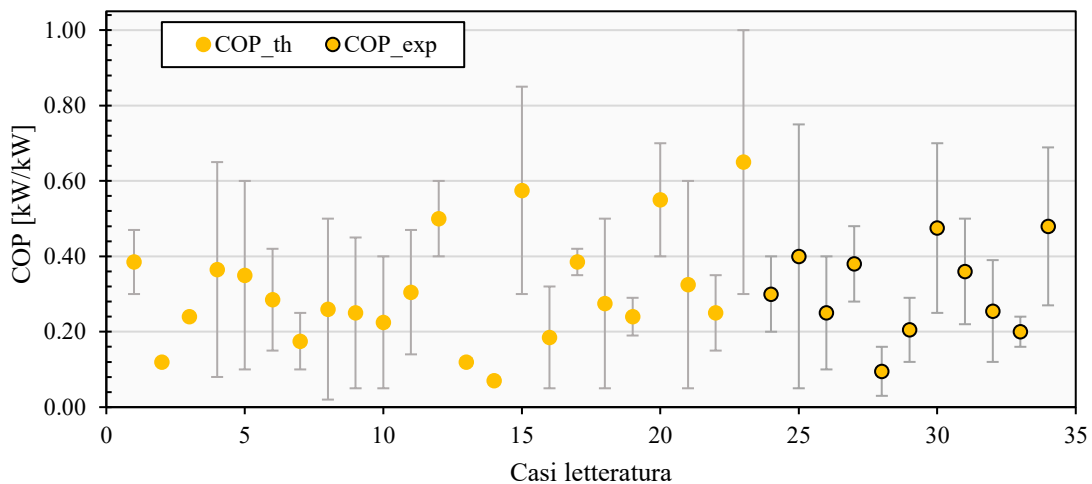


Figura 1.4. COP per soluzione Standard Ejector Refrigeration Systems I dati di studi teorici sono riportati nelle serie denominate “_th”, quelli sperimentali nelle serie “_exp”.

1.5.2 Ciclo frigorifero ad espansione tramite eiettore (Ejector Expansion Refrigeration System - EERS)

Questa configurazione, in Figura 1.5, rappresenta un’evoluzione del ciclo standard a compressione di vapore, nel quale la valvola di laminazione viene sostituita da un eiettore bifase. La presenza dell’eiettore comporta l’introduzione di un livello di pressione aggiuntivo, corrispondente allo stato termodinamico del fluido in uscita dal diffusore, e di un separatore di fase per separare la portata di vapore da inviare al condensatore da quella di liquido destinata all’evaporatore.

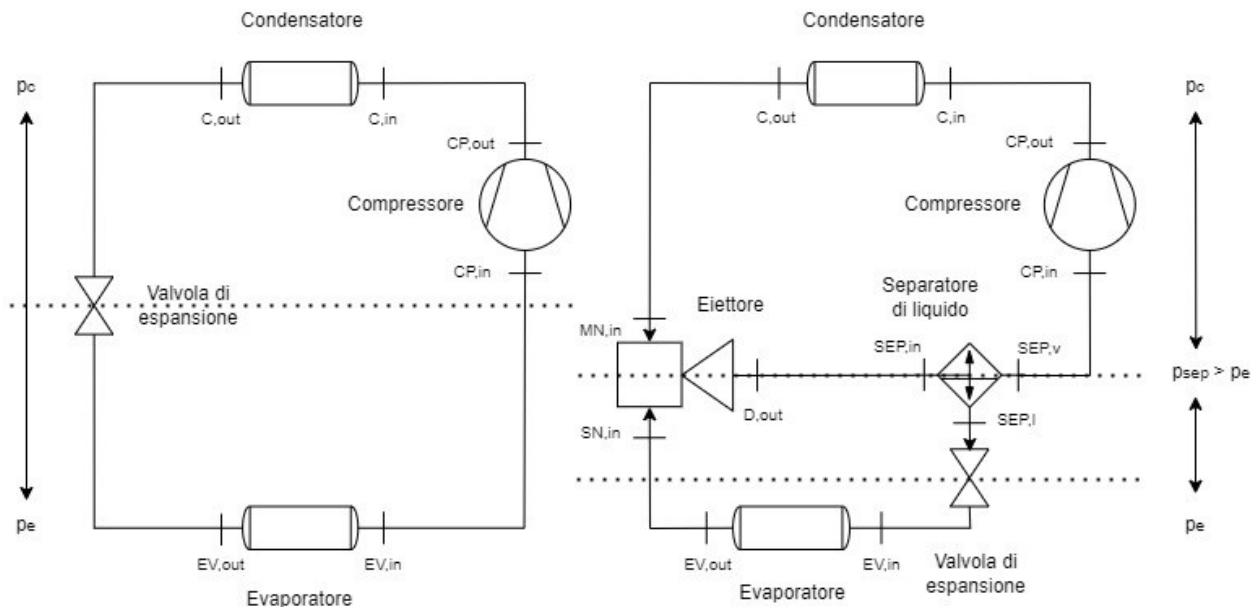


Figura 1.5: Schema d’impianto della configurazione Ejector Expansion Refrigeration System confrontata con la soluzione tradizionale del sistema a compressione di vapore.

Il flusso proveniente dal condensatore viene espanso nell’eiettore per poi miscelarsi con la corrente indotta dell’evaporatore. L’eiettore è sempre bifase ed elabora il flusso primario in uscita dal

condensatore, generalmente nello stato di liquido saturo o sottoraffreddato, e quello proveniente dall'evaporatore nello stato di vapore saturo, miscelandoli. Dal separatore di liquido si separa la portata di vapore aspirata dal compressore da quella di liquido che, attraverso una modesta laminazione, raggiunge l'evaporatore.

Il carico utile può essere scambiato all'evaporatore nelle soluzioni frigorifere, al condensatore nelle pompe di calore.

Diversamente dalla configurazione SERS l'eiettore non funge da elemento motore, compito completamente assolto dal compressore, ma prevalentemente da organo di espansione. Cionondimeno il recupero delle perdite si espansione si traduce in un alleggerimento del carico sul compressore. (Vedi Capitolo 3).

Si riportano in Figura 1.5 e 1.6, le condizioni operative di un ciclo EERS per applicazioni nell'ambito della refrigerazione come riportate nelle soluzioni teoriche e sperimentali proposte in letteratura (Zhang, et al., 2020).

In particolare sono raccolti i range e i valori medi delle temperature di condensazione, di evaporazione studiate e gli incrementi di COP rispetto al ciclo a compressione di vapore tradizionale documentati. Tanto gli studi teorici quanto le ricerche sperimentali evidenziano come l'utilizzo dell'eiettore garantisca un incremento delle prestazioni rispetto al ciclo standard.

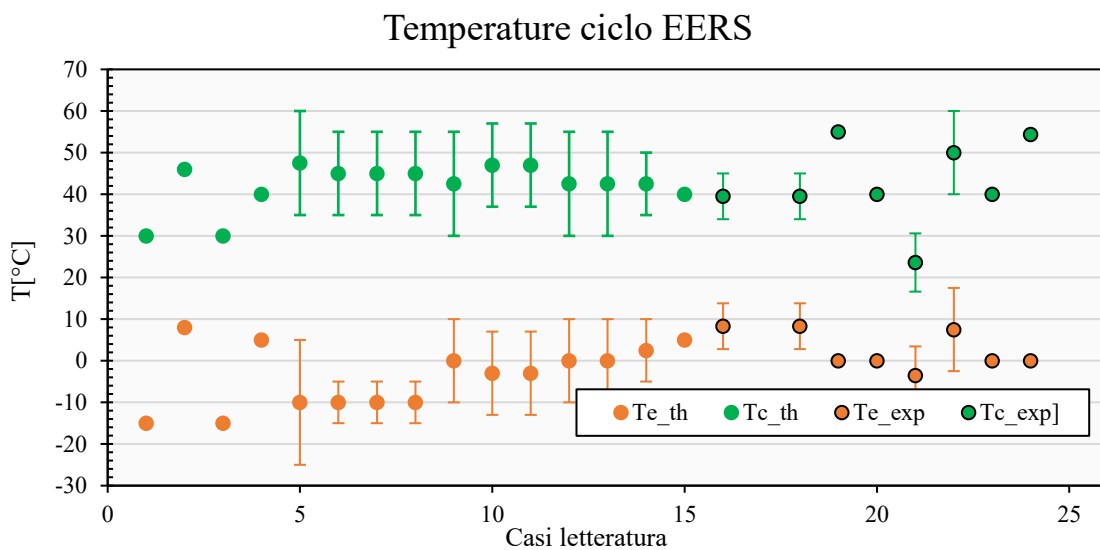


Figura 1.6: Temperature delle sorgenti termiche documentate per soluzione Ejector Expansion Refrigeration Systems. I dati di studi teorici sono riportati nelle serie denominate “_th”, quelli sperimentali nelle serie “_exp”.

Si nota come, mediamente, l'incremento di prestazioni previsto da soluzioni teoriche sia superiore a quello evidenziato dai dati raccolti sperimentalmente. Tale andamento non è riscontrato per la soluzione SERS.

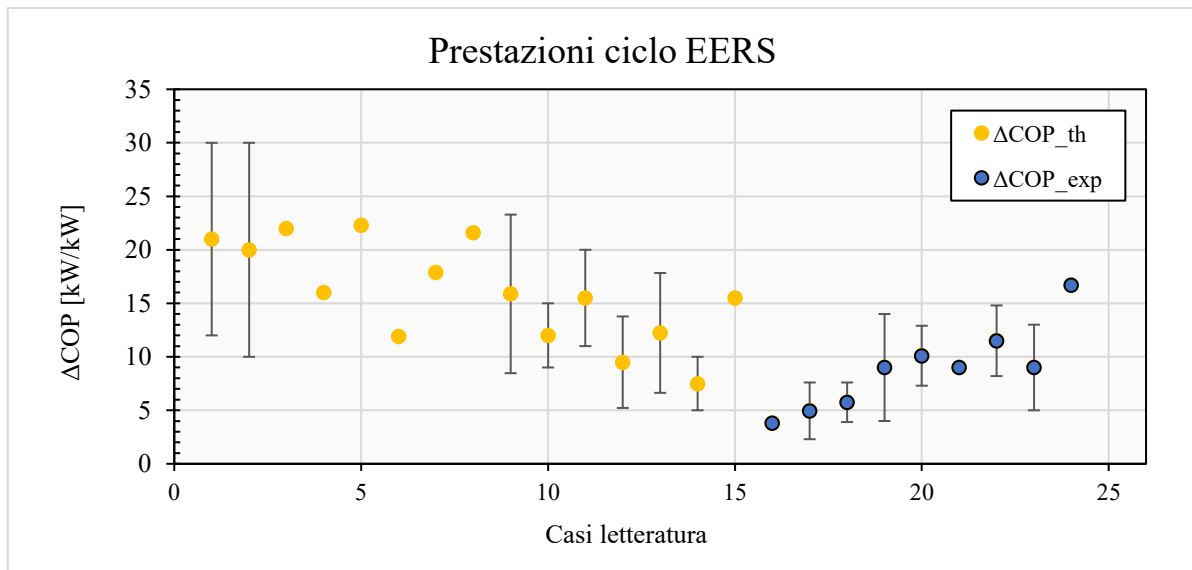


Figura 1.7: Incremento di COP rispetto al ciclo di compressione convenzionale per soluzione Standard Ejector Refrigeration Systems. I dati di studi teorici sono riportati nelle serie denominate “_th”, quelli sperimentali nelle serie “_exp”.

1.5.3 Ciclo frigorifero con eiettore a ricircolo di liquido (Liquid recirculation ejector-expansion vapor compression systems - LrEVCS)

Nella configurazione proposta in Figura 1.8 (Lawrence, et al., 2015), la valvola di laminazione del ciclo a compressione di vapore standard viene sostituita con un eiettore bifase. Il flusso primario proviene dal condensatore, mentre il secondario da un separatore liquido-vapore posto a valle dell'evaporatore.

Mentre normalmente la quantità di liquido è nulla all'uscita dell'evaporatore (vapore saturo o surriscaldato) nei sistemi a ricircolazione di liquido l'evaporatore risulta sovralimentato di liquido (*overfed*) e viene progettato per lavorare allagato anche nella sezione di scarico. La portata di liquido scaricata dall'evaporatore, opportunamente separata, viene elaborata dall'eiettore come fluido secondario e forzatamente ricondotta all'evaporatore (Dopazo, et al., 2011).

La sovralimentazione dell'eiettore ha due fondamentali conseguenze: evita che nelle sezioni terminali dell'evaporatore la presenza di vapore surriscaldato penalizzi i coefficienti di scambio termico e permette di aumentare il titolo di liquido della portata in ingresso aumentando la resa termica.

Pertanto l'utilizzo dell'eiettore in questa configurazione non induce nessuna riduzione del lavoro di evaporazione, in quanto la pressione di aspirazione del compressore non viene influenzata, ma sfrutta il recupero delle perdite in espansione per indurre la ricircolazione di liquido nell'evaporatore.

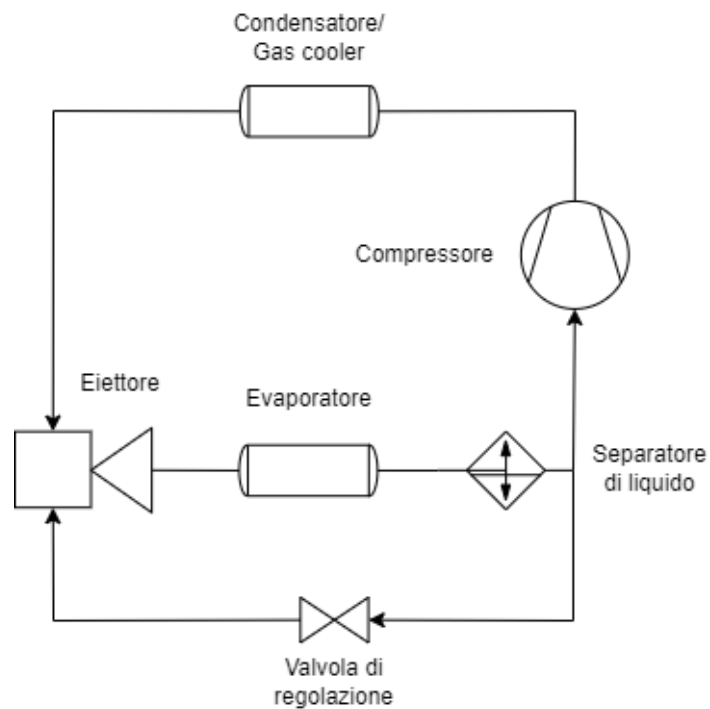


Figura 1.8: Schema d'impianto della configurazione Liquid Recirculation Ejector Expansion Vapor Compression System.

In applicazioni con fluidi per i quali le perdite per laminazione sono modeste, la sovralimentazione dell'evaporatore risulta, rispetto alla riduzione del lavoro di compressione, la principale fonte di incremento della resa dell'evaporatore e del COP di cicli frigoriferi: per questo tipo di fluidi la soluzione a ricircolazione di liquido con eiettore risulta particolarmente conveniente. (Lawrence, et al., 2015)

Capitolo 2

Pompa di calore con eiettore come espansore

Le modalità descritte di utilizzo dell'eiettore in refrigerazione, proposte in letteratura e distinte nel precedente capitolo, indicano tre principali campi di applicazione: come elemento motore, come espansore, come organo per il ricircolo di liquido.

In questo Capitolo, alla luce delle peculiarità di ciascuna soluzione, si propone una valutazione che ha portato alla scelta dell'impiego dell'eiettore come organo di espansione entro la pompa di calore per impiego residenziale. In seguito, sulla base degli studi esistenti in letteratura, si raccolgono le informazioni utili alla scelta del metodo termodinamico per la simulazione, che viene descritto in dettaglio.

2.1 Vantaggi della soluzione EERS

Come detto l'applicazione dell'eiettore come organo motore della soluzione EERS non è convenientemente applicabile per macchine frigorifere di piccola taglia, come quelle destinate all'utilizzo residenziale, in relazione alla necessità di uno scambio termico a temperatura relativamente elevata, nell'ambito di applicazione residenziale. Analogamente i valori limitati dei coefficienti di prestazione comportano l'installazione di potenze maggiori per la medesima resa termica, rispetto alle soluzioni convenzionali.

Questi argomenti penalizzano in termini globali la soluzione SERS come alternativa al ciclo a compressione di vapore tradizionale.

Inoltre la spesa energetica per la generazione di vapore ad alta pressione, sorgente termica della soluzione SERS, potrebbe essere dedicata con convenienza al riscaldamento del fluido termovettore di impianto, rendendo la soluzione proposta di fatto inutile e inapplicabile.

Il ricircolo di liquido proposto nelle soluzioni del capitolo precedente rappresenta una soluzione appetibile per la refrigerazione, ma non per il riscaldamento. L'incremento di efficienza dello scambio termico all'evaporatore influisce in maniera marginale sulle prestazioni di una pompa di calore, nella quale il carico utile è scambiato al condensatore.

La soluzione EERS risulta invece convenientemente utilizzabile: si riportano di seguito le peculiarità della soluzione rispetto al ciclo a compressione di vapore convenzionale con una descrizione dettagliata dei fenomeni riscontrati.

2.2 Pompa di calore con espansione tramite eiettore

All'interno del ciclo a compressione di vapore convenzionale, a sinistra in Figura 1.5, l'espansione del fluido dalla pressione di condensazione alla pressione di evaporazione è affidata ad una valvola di espansione (o laminazione). Il deflusso attraverso la valvola di espansione è sede di perdite di carico legate alla strizione del fluido con evidente (Figura 3.2) incremento di entropia.

Nel ciclo frigorifero con espansione tramite eiettore, è possibile ridurre tali perdite, recuperando parte dell'energia che comunemente sarebbe destinata ad incrementare l'entropia del fluido lungo il deflusso.

In particolare la riduzione delle perdite è correlata al processo di espansione del fluido entro l'ugello primario, cui corrisponde un incremento di velocità di deflusso e quindi del carico cinetico. L'espansione ad una pressione inferiore a quella di evaporazione permette di richiamare un flusso secondario di vapore saturo nell'eiettore.

La portata di flusso secondario m_{sn} che l'eiettore, tramite l'azione dell'ugello primario, è in grado di richiamare viene comunemente definita rapporto di trascinamento w , in funzione della portata di fluido primario m_{mn} , circolato dal compressore:

$$w = \frac{m_{sn}}{m_{mn}} \quad (2.1)$$

Il fluido introdotto nell'eiettore attraverso l'ugello di aspirazione (o camera) raggiunge una sezione dedicata al miscelamento con il fluido primario, dove le portate si mescolano. Quindi il flusso, attraverso una sezione divergente, recupera parte del carico cinetico a favore di un modesto incremento di pressione.

Di fatto, durante l'espansione, l'eiettore permette di convertire il carico statico del liquido saturo in uscita dal condensatore in energia cinetica, la quale, a seguito alla decelerazione del flusso entro il diffusore, promuove l'incremento di pressione in uscita dall'eiettore della portata miscelata.

Il flusso in uscita dal diffusore alimenta un separatore di fase, entro il quale per gravità la fase liquida è divisa dalla fase vapore.

Il compressore aspira la portata di vapore, in condizioni di saturazione, in uscita dal separatore. La pressione di scarico, coincidente con la pressione di condensazione, è la medesima del caso standard, mentre la pressione di aspirazione risulta incrementata rispetto alla pressione di evaporazione del ciclo tradizionale della quantità pari al rapporto di compressione R_C :

$$R_C = \frac{p_d}{p_{sn,i}} \quad (2.2)$$

definito come rapporto fra la pressione realizzata a valle dell'eiettore, nella sezione di uscita del diffusore, (p_d), rispetto alla pressione del fluido all'ingresso dell'ugello secondario ($p_{sn,i}$).

La portata di liquido saturo viene espansa attraverso una valvola di laminazione e raggiunge l'evaporatore. Le perdite di espansione, in relazione al ridotto dislivello di pressione, sono di piccola entità (Kornhauser, 1991).

L'utilizzo di un separatore di liquido garantisce la possibilità di alimentare l'evaporatore con una portata con titolo di liquido prossimo all'unità. Tale condizione permette di sfruttare in fase di evaporazione l'intero calore latente del fluido alla pressione di evaporazione, riducendo la portata in circolo a parità di calore scambiato, e di ridurre il volume specifico in ingresso all'evaporatore, riducendo potenzialmente le perdite di carico (Pottker, et al., 2015) (Li, et al., 2005). L'alimentazione con liquido saturo induce un miglioramento dei coefficienti di scambio termico, riducendo l'eventualità di surriscaldamento del vapore nelle sezioni terminali dell'evaporatore.

L'utilizzo dell'eiettore comporta il carico di una portata di refrigerante sempre maggiore rispetto al ciclo standard a parità di potenza installata.

Complessivamente l'utilizzo dell'eiettore come organo di espansione permette, in via teorica, di incrementare le prestazioni in termini di:

- Riduzione e recupero delle perdite di espansione;
- Incremento della pressione di aspirazione con riduzione del lavoro di compressione e del surriscaldamento allo scarico;
- Incremento del coefficiente di scambio termico e del calore scambiato all'evaporatore, alimentato da liquido prossimo alle condizioni di saturazione.

La combinazione di questi effetti, in condizioni di progetto adeguate, permette di lavorare con un ciclo più efficiente di quello convenzionale a parità di condizioni operative.

Il funzionamento dell'intera macchina è strettamente legato alle condizioni operative dell'eiettore, che dovrebbe lavorare operare nelle condizioni di progetto (Aidoun, et al., 2019).

Si riporta un'osservazione di carattere generale sulla differenza del calcolo delle prestazioni nel caso impegno per riscaldamento e di quello frigorifero.

Nel caso frigorifero il calore utile Q_{ev} viene scambiato all'evaporatore e il corrispondente coefficiente di prestazione COP_c risulta definito come segue:

$$COP_c = \frac{Q_{ev}}{W_{cp}} = \frac{m_{ev} \cdot \Delta h_{ev}}{W_{cp}} = \frac{w \cdot m_{cp} \cdot \Delta h_{ev}}{W_{cp}} \quad (2.3)$$

Si evidenzia come le prestazioni dell'eiettore, in base a quanto riportato sopra, influiscano sul rapporto di trascinamento w al numeratore e sul lavoro del compressore W_{cp} al denominatore. L'ottimizzazione dell'efficienza richiede una soluzione di compromesso fra la condizione che massimizza il rapporto di trascinamento e quella che massimizza il recupero di pressione. (Aidoun, et al., 2019)

Nel caso della pompa di calore il carico utile Q_c viene scambiato al condensatore e il corrispondente coefficiente di prestazione COP_h risulta definito come segue:

$$COP_h = \frac{Q_c}{W_{cp}} = \frac{m_{cp} \cdot \Delta h_c}{W_{cp}} = \frac{m_{cp} \cdot \Delta h_c}{W_{cp}} \quad (2.4)$$

Le prestazioni dell'eiettore influenzano esclusivamente il lavoro scambiato al compressore, che dovrà essere minimizzato per ottimizzare l'efficienza del ciclo. Pertanto si ricercherà la condizione che garantisce il massimo recupero di pressione al separatore di fase.

2.3 Condizioni operative d'indagine

Sulla base dell'esperienza di (Bordignon, et al., 2021) si evidenziano le possibilità d'impiego di una pompa di calore come sistema di generazione per impianti radianti ad alta temperatura.

Non sono rare le applicazioni nelle quali la sostituzione degli impianti esistenti non è possibile, o ricercata. La necessità di fornire un fluido termovettore a temperatura più elevata rispetto a quella usuale per l'utilizzo delle pompe di calore, rappresenta un vincolo rilevante in termini di prestazioni.

Nella soluzione proposta in letteratura la pompa di calore a singolo e doppio stadio è del tipo acqua/acqua con accoppiamento ad una sorgente geotermica. Tale abbinamento permette di realizzare migliori prestazioni rispetto alle pompe di calore ad aria e garantiscono, a fronte delle maggiori spese di investimento, una maggiore efficienza.

L'applicazione dell'eiettore nella pompa di calore monostadio, ma soprattutto nello stadio di alta pressione della soluzione in cascata permette di godere di temperature di evaporazione poco variabili.

Di qui la scelta delle condizioni operative riportate nel Capitolo 4.

2.4 Approccio alla modellazione dell'eiettore bifase

Le prime testimonianze del tentativo di applicazione dell'eiettore nell'ambito della refrigerazione risalgono al riconoscimento dei brevetti (Gay, 1926), (Kemper, et al., 1966), tuttavia lo studio (Kornhauser, 1991) , capostipite della modellazione dell'eiettore bifase, risale al 1991. La pubblicazione ha posto le basi per la gran parte della trattazione attuale proponendo l'analisi delle prestazioni di un ciclo frigorifero dotato di eiettore come strumento di espansione, in sostituzione della tradizionale valvola di laminazione.

L'autore descrive l'eiettore su base teorica sfruttando le equazioni di conservazione dell'energia, della quantità di moto e il bilancio di portata per descrivere, nel rispetto delle leggi della termodinamica, il funzionamento dell'eiettore bifase. L'ipotesi di funzionamento in regime stazionario e di deflusso in condizioni di equilibrio termodinamico fra le fasi (*homogeneous equilibrium model*, HEM) entro l'eiettore accettate nel suo studio sono assunte come riferimento dalla maggioranza delle analisi monodimensionali del problema.

L'introduzione di rendimenti isentropici per descrivere le trasformazioni entro i componenti dell'eiettore in relazione a trasformazioni isentropiche di riferimento è dovuta all'autore.

Sulla base dei precedenti studi, lo studio teorico si consolida con l'esperienza (Harrell, 2007) che propone l'analisi su un apparato sperimentale di un ciclo frigorifero con eiettore. L'autore si concentra sull'esperienza progettuale, sull'interpretazione dei dati raccolti e sull'utilizzo di modelli

termodinamici per la descrizione del funzionamento dell'eiettore, sulla complessità della modellazione del deflusso bifase. Vengono proposti strumenti per la simulazione dell'eiettore per i modelli CPM e CAM.

Lo sviluppo del modello di Kornhauser, concepito e consolidato per l'analisi dei cicli frigoriferi subcritici tradizionali, è stato adattato a cicli transcritici a CO₂ e ad elaborazioni del ciclo standard raccolte e riportate in letteratura. (Aidoun, et al., 2019), (Besagni, et al., 2016), (Zhang, et al., 2020).

I modelli proposti per il deflusso nell'eiettore bifase hanno considerato entrambe le configurazioni CAM e CPM, riportando risultati diversificati sulle potenzialità di ciascuna configurazione.

L'esperienza di (Seckin, 2017) riporta i risultati di un'analisi parametrica di entrambe le configurazioni per l'eiettore di dimensioni prestabilite (sezioni di scarico degli ugelli note) in un ciclo frigorifero rilevando prestazioni migliori per l'eiettore CPM.

Analogamente gli studi (Atmaca, et al., 2017), (Atmaca, et al., 2019) presentano il risultato del confronto delle analisi delle prestazioni dell'eiettore bifase modellato secondo i due approcci CAM e CPM a parità di condizioni operative. I confronti sono proposti con fluidi refrigeranti a ridotto impatto ambientale, evidenziando, entro le ipotesi assunte, un risultato leggermente migliore per la soluzione CAM in condizioni di progetto.

La rassegna (Aidoun, et al., 2019) evidenzia una preferenza per l'utilizzo del metodo CPM negli studi teorici, data la possibilità di indurre un flusso secondario maggiore nei cicli dove l'eiettore è usato come espansore. In ogni caso si riporta che entrambe le modellazioni sono utilizzate diffusamente, differenziandone l'impiego in base alla posizione dell'eiettore nel ciclo termodinamico e alle condizioni operative previste.

Tra i modelli monodimensionali formulati si segnalano la proposta (Li, et al., 2005) per la modellazione CAM dell'eiettore per cicli transcritici a CO₂ e lo sviluppo sulla base della stessa di un modello per ciclo subcritico a R134a da parte di (Bilir, et al., 2009) con valutazioni sui parametri di influenza sulle prestazioni.

L'impostazione del modello viene adottata successivamente da numerose ricerche teoriche per lo studio delle prestazioni e del dimensionamento dell'eiettore bifase entro cicli frigoriferi. Si segnalano fra gli studi esistenti (Ersoy, et al., 2014) (Hassanain, et al., 2015) (Bilir Sag, et al., 2015) (Bilir Sag, et al., 2016) (Atmaca, et al., 2019) tutti inerenti alla configurazione EERS frigorifera..

La principale garanzia offerta dalla scelta del modello è la possibilità di validazione dei risultati contro le fonti di dati sperimentali (Ersoy, et al., 2014) e (Bilir Sag, et al., 2015) per R134a e (Pottker, et al., 2015) per R410A.

La disponibilità di dati sperimentali per pompe di calore operanti nella soluzione EERS di base non sono riscontrata in letteratura, se non con per cicli transcritici a CO₂.

2.5 Modello ciclo a compressione di vapore con eiettore di espansione

Alla luce delle considerazioni riportate l'impostazione proposta da (Li, et al., 2005) ed elaborata da (Bilir, et al., 2009) viene considerata per la modellazione dell'eiettore bifase nel presente studio in virtù di:

- Disponibilità di dati sperimentali per la validazione del modello teorico;
- Disponibilità dei rendimenti dei componenti dell'eiettore del caso sperimentale, forniti dagli autori della ricerca (Ersoy, et al., 2014);
- Evidenza di incremento sensibile delle prestazioni come risultato dell'attività sperimentale per la tipologia di eiettore investigato.

Il modello di calcolo descritto di seguito è stato implementato in ambiente FORTRAN, seguendo l'approccio proposto da (Harrell, 2007) per il modello CAM.

Le ipotesi assunte per il ciclo a compressione di vapore con eiettore sono le seguenti:

- Deflusso stazionario monodimensionale;
- Processo adiabatico in tutti i componenti, meno che gli scambiatori;
- Deflusso della miscela di liquido e vapore nel il campo bifase modellato secondo le ipotesi di deflusso omogeneo in condizioni di equilibrio termodinamico;
- Energia cinetica assunta nulla all'ingresso e all'uscita dell'eiettore;
- Fluido in condizioni di liquido saturo e vapore saturo rispettivamente all'uscita di condensatore ed evaporatore;
- Efficienza unitaria del separatore liquido-vapore;
- Le irreversibilità legate al deflusso del fluido nell'ugello primario, nell'ugello secondario e nel diffusore sono stimate tramite l'utilizzo di rendimenti isoentropici, che descrivono lo scostamento dalla trasformazione adiabatica reversibile di riferimento;
- La compressione è descritta tramite curve polinomiali caratteristiche del compressore, che forniscono i valori di portata di massa di refrigerante e lavoro di compressione per definite temperature di evaporazione e condensazione;
- Pressione costante negli scambiatori di calore;
- Il flusso attraverso l'ugello primario e l'ugello secondario raggiungono la medesima pressione all'ingresso della sezione di mescolamento dell'eiettore. Non c'è mescolamento fra i flussi prima dell'ingresso nella sezione di mescolamento (Li, et al., 2005).

In Figura 2.2 sono riportati, come riferimento, i cicli termodinamici di una pompa di calore con eiettore (in nero) e di una con valvola di espansione (in rosso) in un diagramma temperatura-entropia ricavato utilizzando REFPROP.

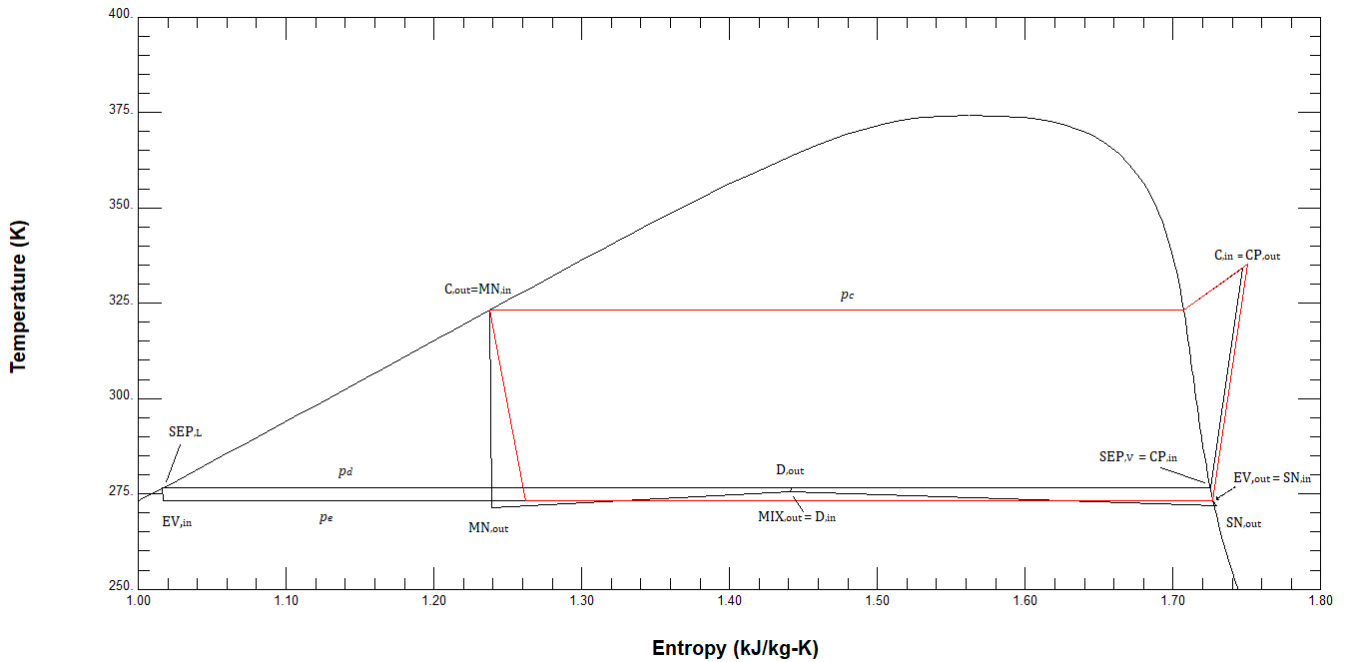


Figura 2.1: Confronto fra ciclo termodinamico con eiettore (in nero) e ciclo convenzionale (in rosso) in diagramma T-s con R134a.

I dati di input al modello sono i seguenti:

- Tipologia di fluido refrigerante monocomponente;
- Temperature di evaporazione T_e e di condensazione T_c ;
- Pressione di espansione p_b attraverso gli ugelli, inferiore alla pressione di evaporazione;
- Un valore di primo tentativo del rapporto di trascinamento w ;
- Valori dei rendimenti isoentropici dei componenti dell'eiettore;
- La portata di massa elaborata dall'eiettore viene assunta unitaria, in prima valutazione.

Le grandezze espresse tramite relazioni come in (2.5) sono state calcolate tramite l'utilizzo delle funzioni definite in REFPROP 10.0, dove la generica grandezza termodinamica incognita f viene calcolata tramite l'equazione di stato noti i valori delle variabili indipendenti x_1, x_2 :

$$f = f(x_1, x_2) \quad (2.5)$$

In base alle indicazioni di Figura 1.5 e 2.2 l'eiettore viene alimentato nelle sezioni denominate:

- mn,i: Ingresso ugello primario, *motive nozzle, inlet*, dal liquido saturo in uscita dal condensatore;
- sn,i: Ingresso ugello secondario, *suction nozzle, inlet*, dal vapore saturo in uscita dall'evaporatore;

Per ognuno dei componenti del ciclo EERS, vengono riportate le equazioni e le relazioni che descrivono il modello applicato.

2.5.1 Ugello primario (motive nozzle)

Fissate la temperatura di condensazione ed evaporazione, le pressioni di lavoro sono le pressioni di saturazione corrispondenti (2.6, 2.14). Imposta la condizione di titolo di vapore corrispondente agli stati di liquido e vapore saturo si possono determinare univocamente gli stati termodinamici di uscita da condensatore (pedice c) ed evaporatore (pedice e) (2.6 – 2.9), in termini di entalpia h (kJ/kg) ed entropia (kJ/kgK).

$$p_c = p_{\text{sat}}(t_c) \quad (2.6)$$

$$s_{c,\text{out}} = s(x = 0, p_c) \quad (2.7)$$

$$h_{c,\text{out}} = h(s_l, p_c) \quad (2.8)$$

$$h_{c,o} = h_{mn,i} \quad (2.9)$$

$$s_{c,o} = s_{mn,i} \quad (2.10)$$

Tramite la legge di conservazione dell'energia (2.11) applicata all'ugello primario e dato η_{mn} il rendimento isentropico di espansione si calcola l'entalpia in uscita:

$$h_{mn,o} = h_{mn,i}(1 - \eta_{mn}) + \eta_{mn} h_{mn,is} \quad (2.11)$$

dove:

$$h_{mn,is} = f(p_b, s = s_{mn,i}) \quad (2.12)$$

indica l'entalpia alla pressione di uscita dell'ugello primario in seguito all'espansione isoentropica fino alla pressione p_b .

Per la conservazione dell'energia e per l'ipotesi di energia cinetica nulla nella sezione di alimentazione è possibile determinare (2.13) il valore della velocità del fluido all'uscita dell'ugello primario:

$$u_{mn,o} = \sqrt{2(h_{mn,i} - h_{mn,o})} \quad (2.13)$$

2.5.2 Ugello secondario (suction nozzle)

Seguendo il medesimo approccio utilizzato per l'ugello primario, lo stato termodinamico all'ingresso dell'ugello secondario si può determinare sulla base delle seguenti relazioni: (2.14 - 2.16), dove il pedice “v” indica lo stato di vapore saturo alla pressione riportata.

$$p_{ev} = p_{\text{sat}}(t_{ev}) \quad (2.14)$$

$$s_{ev,o} = h(s_v, p_{ev}) \quad (2.15)$$

$$h_{ev,o} = h(s_v, p_{ev}) \quad (2.16)$$

L'eventualità di surriscaldamento in uscita dall'evaporatore non viene considerata in quanto il compressore non aspira dall'uscita dell'evaporatore, bensì dal separatore liquido-vapore.

$$h_{ev,o} = h_{sn,i} \quad (2.17)$$

$$s_{ev,o} = s_{sn,i} \quad (2.18)$$

Dato η_{sn} il rendimento isentropico dell'ugello secondario, le condizioni termodinamiche e la velocità nella sezione di uscita dell'ugello secondario sono determinate seguendo le equazioni valide per l'ugello primario (2.19 - 2.21).

$$h_{sn,o} = (1 - \eta_{sn}) \cdot h_{sn,i} + \eta_{sn} \cdot h(s_{sn,i}, p_{sn,o}) \quad (2.19)$$

$$h_{sn,isen} = h(p_b, s = s_{sn,i}) \quad (2.20)$$

$$u_{sn,o} = \sqrt{2(h_{sn,i} - h_{sn,o})} \quad (2.21)$$

2.5.3 Sezione di miscelamento ad area costante

L'applicazione del modello CAM, con le ipotesi descritte in precedenza prevede che il miscelamento, a valle delle sezioni di uscita dagli ugelli di alimentazione, avvenga alla pressione costante p_b (Pa), pertanto vale l'uguaglianza (2.22):

$$p_{mn,o} = p_{sn,o} = p_b \quad (2.22)$$

Le portate di fluido m (kg/s) attraverso la sezione di uscita dell'ugello primario m_{mn} (2.23) e dell'ugello secondario m_{sn} (2.25) risultano definite, dato w come di seguito:

$$m_{mn} = \left(\frac{1}{1 + w} \right) m_t = \frac{u_{mn,o} A_{mn,o}}{v_{mn,o}} \quad (2.23)$$

$$v_{mn,o} = f(p_b, h_{mn,o}) \quad (2.24)$$

$$m_{sn} = \left(\frac{w}{1 + w} \right) m_t = \frac{u_{sn,o} A_{sn,o}}{v_{sn,o}} \quad (2.25)$$

$$v_{sn,o} = f(p_b, h_{sn,o}) \quad (2.26)$$

Dove per il rapporto di trascinalamento, definito in (2.27) si assume un valore di primo tentativo.

$$w = \frac{m_{sn}}{m_{mn}} \quad (2.27)$$

In base all'equazione di continuità, le aree di attraversamento $A_{mn,o}$ e $A_{sn,o}$ delle sezioni terminali degli ugelli sono determinate nelle condizioni di progetto, una volta stimato il volume specifico v (m^3/kg) (2.24 - 2.25) ricavandole dalle (2.24-2.26).

Applicando la legge di conservazione della quantità di moto fra l'ingresso e l'uscita della camera di miscelamento (2.28) ed esplicitando la velocità di uscita (2.29), questa può essere riscritta come in (2.30), ipotizzando un valore di primo tentativo della pressione in uscita $p_{mix,o}$:

$$p_{\text{mix},o}(A_{\text{mn}} + A_{\text{sn}}) + m_t u_{\text{mix},o} = p_b(A_{\text{mn},o} + A_{\text{sn},o}) + m_{\text{mn}} u_{\text{mn},o} + m_{\text{sn}} u_{\text{sn},o} \quad (2.28)$$

$$u_{\text{mix},o} = \frac{(p_b - p_{\text{mix},o}) \cdot (A_{\text{mn},o} + A_{\text{sn},o})}{m_t} + \frac{m_{\text{mn}}}{m_t} u_{\text{mn},o} + \frac{m_{\text{sn}}}{m_t} u_{\text{sn},o} \quad (2.29)$$

$$u_{\text{mix},o} = \frac{(p_b - p_{\text{mix},o}) \cdot (A_{\text{mn},o} + A_{\text{sn},o})}{m_t} + \frac{1}{1+w} \cdot u_{\text{mn},o} + \frac{w}{1+w} u_{\text{sn},o} \quad (2.30)$$

Per l'eiettore ad area di miscelamento costante è possibile ricavare l'area come in (2.31) e segue ottenere la velocità di uscita dalla sezione di miscelamento come in (2.32).

$$A_{\text{mix}} = A_{\text{mn},o} + A_{\text{sn},o} \quad (2.31)$$

$$u_{\text{mix},o} = \frac{(p_b - p_{\text{mix},o}) A_{\text{mix}}}{m_t} + \frac{1}{1+w} \cdot u_{\text{mn},o} + \frac{w}{1+w} u_{\text{sn},o} \quad (2.32)$$

Per la conservazione dell'energia applicata alla sezione di miscelamento (2.33) è possibile ricavare l'entalpia di uscita (2.34).

$$\frac{1}{1+w} h_{\text{mn},i} + \frac{w}{1+w} h_{\text{sn},i} = h_{\text{mix},o} + \frac{1}{2} u_{\text{mix},o}^2 \quad (2.33)$$

$$h_{\text{mix},o} = \frac{1}{1+w} h_{\text{mn},i} + \frac{w}{1+w} h_{\text{sn},i} - \frac{1}{2} u_{\text{mix},o}^2 \quad (2.34)$$

Per la legge di conservazione della portata attraverso la sezione di uscita si ha, di seguito:

$$m_{\text{mix}} = m_{\text{mn}} + m_{\text{sn}} = m_t \quad (2.35)$$

Per l'equazione di stato, nota la pressione e calcolata l'entalpia nella sezione d'uscita (Eq. 89), il volume specifico risulta (2.36):

$$v_{\text{mix},o} = f(p_{\text{mix},o}, h_{\text{mix},o}) \quad (2.36)$$

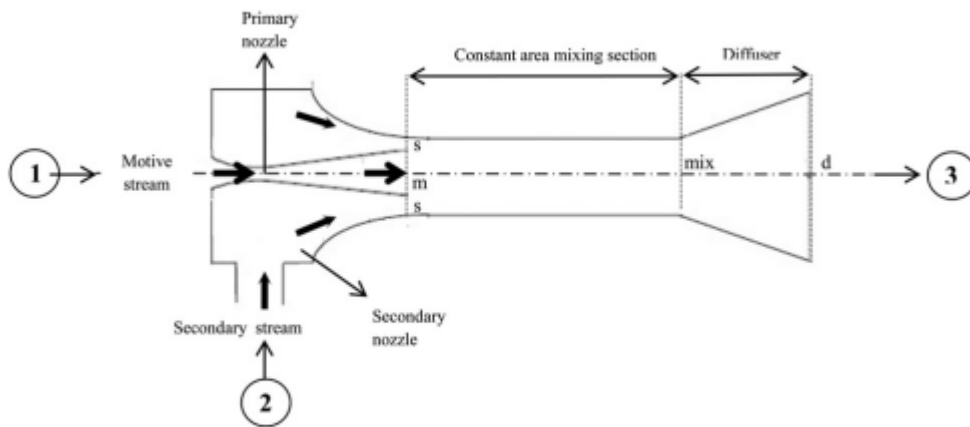


Fig. 3 Constant area ejector design

Figura 2.2: Eiettore ad area di mescolamento costante (Seckin, 2017).

Per la relazione di continuità, si deve verificare (2.37):

$$m_{mix} = \frac{u_{mix,o} A_{mix}}{V_{mix,o}} = 1 \quad (2.37)$$

La pressione di primo tentativo $p_{mix,o}$ viene iterata fino a che il volume specifico calcolato non verifica l'equazione di continuità (2.37).

2.5.4 Diffusore

Note l'entalpia e la pressione del refrigerante all'uscita della camera di miscelamento, è possibile ricavare l'entropia utilizzando REFPROP. La sezione di scarico della camera di miscelamento coincide con l'ingresso del diffusore.

Il moto attraverso il diffusore, per la conservazione dell'energia, è definito da (2.38) e, assunto il rendimento isentropico η_d del diffusore, è possibile determinare l'entalpia del fluido in uscita dal diffusore lungo la trasformazione isentropica (2.39) e quindi la corrispondente pressione (2.40) e il titolo di vapore x (2.41).

$$h_{d,o} = \frac{1}{1+w} h_{mn,i} + \frac{w}{1+w} h_{sn,i} \quad (2.38)$$

$$h_{d,isen} = \eta_d (h_{d,o} - h_{mix,o}) + h_{mix,o} \quad (2.39)$$

$$p_d = f(s_{mix,o}, h_{d,isen}) \quad (2.40)$$

$$x_{d,o} = x(p_{d,o}, h_{d,o}) \quad (2.41)$$

L'ipotesi di funzionamento in regime stazionario richiede che il bilancio di portata al separatore di fase sia rispettato.

Assunto per ipotesi il funzionamento ideale del separatore di fase, il titolo di vapore in uscita al diffusore coincide con il titolo del vapore a valle del separatore (2.42) uguale alla frazione di portata inviata al compressore (si era assunta una portata unitaria). Il titolo di liquido, complementare alla frazione di vapore, è invece diretto all'evaporatore.

$$x_{d,o} = \frac{1}{1+w^*} \quad (2.42)$$

Il rapporto di trascinamento, espresso in funzione del titolo di vapore appena calcolato, può essere calcolato come di seguito (2.43):

$$w^* = \frac{1}{x_{d,o}} - 1 = \frac{1 - x_{d,o}}{x_{d,o}} \quad (2.43)$$

Dal momento che la quantità w è stata assunta come valore di primo tentativo la soluzione del ciclo prevede il calcolo iterativo delle (2.24 – 2.43) fino a convergenza.

Per la valutazione della grandezza w dell'iterazione successiva si consideri il valore medio tra il valore ottenuto all'iterazione precedente w^{old} e quello risultante dall'iterazione attuale w^* (2.44).

$$w = \frac{w^{\text{old}} + w^*}{2} \quad (2.44)$$

Si riporta in Figura 2.4 il diagramma di flusso riassuntivo per la soluzione del modello dell'eiettore.

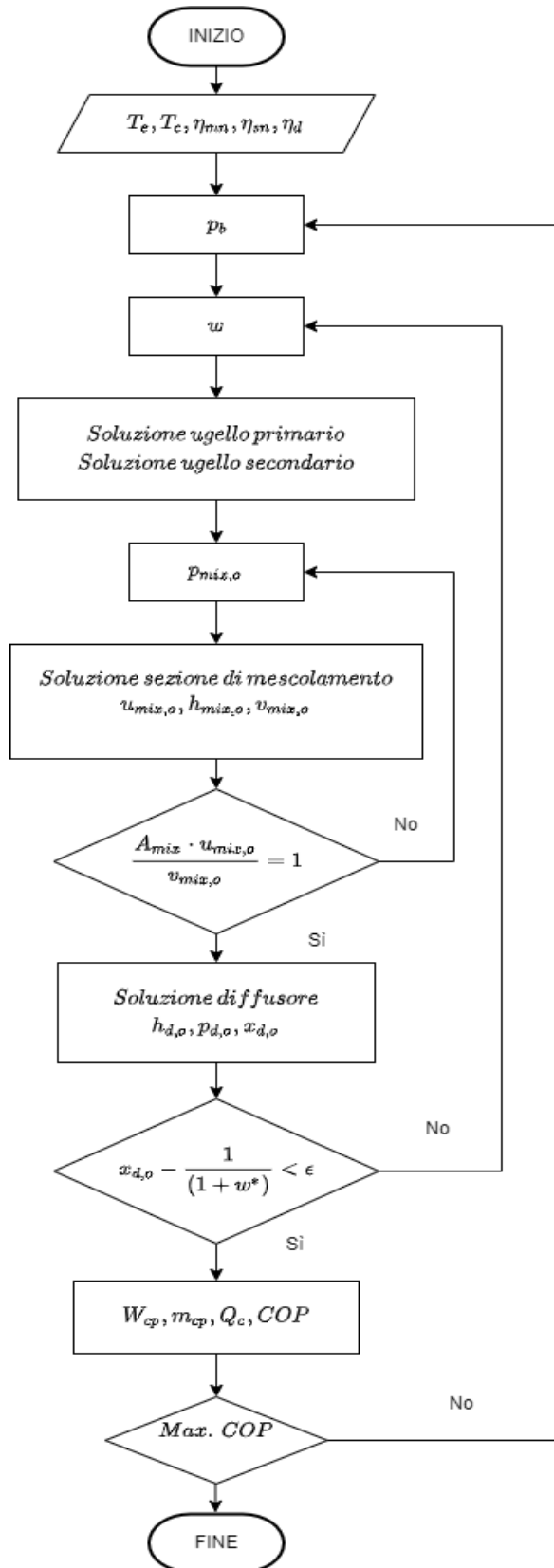


Figura 2.3: Diagramma di flusso per il modello dell'eiettore.

2.5.5 Separatore, Compressore, Condensatore ed Evaporatore

In uscita dal separatore di fase, ipotizzata l'efficienza unitaria, si possono valutare gli stati termodinamici per la portata di vapore e liquido saturo (2.45, 2.46)

$$h_{\text{sep,v}} = f(p_d, x = 1) \quad (2.45)$$

$$h_{\text{sep,l}} = f(p_d, x = 0) \quad (2.46)$$

e, assunta una trasformazione isoentalpica attraverso la valvola di laminazione, risulta definita la condizione di ingresso dell'evaporatore (2.47).

$$h_{\text{ev,i}} = h_{\text{sep,l}} \quad (2.47)$$

Data la pressione di evaporazione e calcolata l'entalpia del liquido saturo nell'evaporatore (2.48) il carico all'evaporatore Q_{ev} è calcolato come prodotto della portata in uscita dall'ugello secondario moltiplicata per il salto entalpico dovuto al processo di evaporazione.

$$h_{\text{ev,o}} = f(p_{\text{ev}}, x = 1) \quad (2.48)$$

$$Q_{\text{ev}} = m_{\text{sn}}(h_{\text{ev,o}} - h_{\text{ev,i}}) \quad (2.49)$$

Il lavoro di compressione W_{cp} e viene calcolato, note la temperatura di aspirazione T_d e la temperatura di condensazione T_c , tramite l'utilizzo di funzioni polinomiali. Tali funzioni (2.50) forniscono le prestazioni del compressore in termini di portata elaborata m_{cp} e potenza di compressione P_{cp} , con valori dei coefficienti c_i tabulati.

$$Y = c_0 + c_1 \cdot T_d + c_2 \cdot T_c + c_3 \cdot T_d^2 + c_4 \cdot T_d \cdot T_c + c_5 \cdot T_c^2 + c_6 \cdot T_d^3 + c_7 \cdot T_d^2 \cdot T_c + c_8 \cdot T_d \cdot T_c^2 + c_9 \cdot T_c^3 \quad (2.50)$$

Le condizioni termodinamiche in ingresso al compressore, fissato il surriscaldamento (se richiesto), sono definite dalle (2.51, 2.52) mentre la condizione d'uscita è fissata dalla relazione (2.53).

$$T_{\text{cp,i}} = T_d + \Delta T_{\text{sp,sh}} \quad (2.51)$$

$$h_{\text{cp,i}} = h(p_d, T_{\text{cp,sh}}) \quad (2.52)$$

$$h_{\text{cp,o}} = h_{\text{cp,i}} + \frac{W_{\text{cp}}}{m_{\text{mn}}} \quad (2.53)$$

Il calore scambiato al condensatore Q_c viene calcolato, utilizzando i dati di entalpia uscita dal compressore e dal condensatore (2.54, 2.55), considerando la portata circolante attraverso l'ugello primario (2.56).

$$h_{\text{c,i}} = h_{\text{cp,o}} \quad (2.54)$$

$$h_{\text{c,o}} = h(p_c, x = 0) \quad (2.55)$$

$$Q_c = m_{mn}(h_{c,i} - h_{c,o}) \quad (2.56)$$

Il coefficiente di prestazione del ciclo termodinamico viene stimato per il ciclo EERS secondo le (2.57, 2.58), rispettivamente per le modalità in raffrescamento e riscaldamento.

$$\text{COP}_C = \frac{Q_{ev}}{W_{cp}} \quad (2.57)$$

$$\text{COP}_H = \frac{Q_c}{W_{cp}} \quad (2.58)$$

Si ricorda che i risultati sono ottenuti fornendo in ingresso come dati: le condizioni operative (temperatura di condensazione ed evaporazione), i rendimenti dei componenti (ugello primario, secondario, diffusore) dell'eiettore e la pressione di espansione attraverso gli ugelli dell'eiettore p_b . Come riportato nel Capitolo 5, tale grandezza risulta un parametro influente sulle prestazioni dell'eiettore.

La definizione del valore ottimale per la pressione di espansione consente di ottimizzare le prestazioni dell'eiettore.

2.6 Analisi funzionamento non ottimale

L'applicazione del metodo descritto in precedenza, per portata di massa unitaria, permette il calcolo delle prestazioni ottimali dell'eiettore bifase entro il ciclo a compressione di vapore. Tale circostanza è raggiunta quando la pressione fornita al fluido miscelato raggiunge i valori massimi.

Indicativamente maggiore è l'espansione entro l'ugello primario, maggiore è il carico cinetico della portata primaria e maggiore è la possibilità di recupero di energia all'uscita del diffusore per la portata miscelata. Poiché il recupero di energia è vincolato dalla limitata efficienza dell'eiettore, la riduzione della pressione è compensata solo parzialmente dal recupero.

Il valore ottimale della pressione di espansione risente del bilancio di questi effetti.

Tale valore nell'applicazione delle equazioni del metodo HEM, è univocamente correlato alle aree di attraversamento all'uscita degli ugelli primario e secondario (2.61). In svariati articoli di letteratura il parametro di ottimizzazione risulta proprio il rapporto fra le aree della sezione di mescolamento e quella dell'ugello primario) dell'eiettore, riportato come AR , *area ratio*, o rapporto d'area.

In tale ottica il calcolo delle prestazioni ottime e il dimensionamento delle sezioni di scarico coincidono.

Si ripropongono di seguito le relazioni, in parte già definite, che mettono in relazione questi punti.

Lungo il deflusso entro l'ugello primario si può calcolare l'entalpia alla sezione d'uscita:

$$h_{mn,o} = h_{mn,i}(1 - \eta_{mn}) + \eta_{mn} h_{mn,is} \quad (2.11)$$

Come si legge in (2.59) l'entalpia allo scarico è funzione della pressione raggiunta, dell'efficienza di espansione e delle condizioni iniziali.

$$h_{mn,o} = f(p_b, \eta_{mn}, h_{mn,i}) \quad (2.59)$$

È possibile determinare il valore della velocità in prossimità dell'uscita dall'ugello motore, del volume specifico:

$$u_{mn,o} = \sqrt{2(h_{mn,i} - h_{mn,o})} \quad (2.13)$$

$$v_{mn,o} = f(p_b, h_{mn,o}) \quad (2.24)$$

E se ne deduce che, dalla legge di continuità, la portata di massa attraverso l'ugello primario è vincolata come segue:

$$m_{mn} = \frac{u_{mn,o} A_{mn,o}}{v_{mn,o}} \quad (2.23)$$

Per una definita area di attraversamento corrisponde una determinata portata che l'ugello può espandere e, viceversa, per una determinata portata l'eiettore viene dimensionato in maniera univoca.

$$A_{mn,o} = \frac{m_{mn} v_{mn,o}}{u_{mn,o}} \quad (2.60)$$

Il medesimo ragionamento vale per l'ugello secondario, entro il quale fluisce la portata trascinata dall'evaporatore, che risponde all'equazione:

$$m_{sn} = \frac{u_{sn,o} A_{sn,o}}{v_{sn,o}} \quad (2.25)$$

Determinata la pressione di espansione ottimale p_b^{opt} , nel caso di portata unitaria, le aree di attraversamento ottimali sono determinate come segue:

$$A_{mn,o}^{m=1} = \frac{1}{1+w} \cdot \left(\frac{v_{mn,o}}{u_{mn,o}} \right)_{OPT} \quad \& \quad A_{sn,o}^{m=1} = \frac{w}{1+w} \cdot \left(\frac{v_{sn,o}}{u_{sn,o}} \right)_{OPT} \quad (2.61)$$

Se si assume in fase di progetto il dimensionamento ottimale, una volta determinata la portata di fluido primario richiesta per lo scambio del carico di progetto, le relazioni che permettono il dimensionamento delle le aree di attraversamento (dell'ugello primario in questo caso) sono le seguenti (2.62, 2.63):

$$\left(\frac{A_{mn,o}^{m=1}}{1} \right)_{OPT} = \left(\frac{v_{mn,o}}{u_{mn,o}} \cdot \frac{1}{1+w} \right)_{OPT} = \left(\frac{A_{mn,o}^{m*}}{m_{tot}^*} \right)_{OPT} \quad (2.62)$$

Cosicché:

$$A_{mn,o}^* = A_{mn,o}^{m=1} \cdot m_{tot}^* \quad (2.63)$$

Al di fuori delle condizioni operative di progetto, le prestazioni dell'eiettore di geometria fissata possono essere determinate al variare delle condizioni operative e nel rispetto delle equazioni del modello termodinamico.

Si noti che la necessità di rispettare il bilancio di vapore al separatore di fase richiesta dal regime stazionario e il vincolo delle aree di attraversamento richiede che, allo scarico degli ugelli, si manifesti una pressione p_b ben determinata, non più parametro di ottimizzazione, ma variabile dipendente.

Si assume che la pressione in questione sia sempre realizzabile dall'espansione del fluido attraverso gli ugelli.

2.7 Modello ciclo a compressione di vapore standard

IL ciclo standard a compressione di vapore viene modellato seguendo le trasformazioni termodinamiche che interessano il fluido, riprodotte in Figure 1.5 e 2.2, calcolando in tutti i punti operativi le proprietà termodinamiche del fluido.

I dati richiesti per la modellazione termodinamica del ciclo sono le temperature di evaporazione e di condensazione, l'entità del surriscaldamento all'aspirazione del compressore, l'eventuale sottoraffreddamento allo scarico del condensatore e le curve di funzionamento del compressore (2.50). Il ciclo viene descritto come segue.

Per la temperatura di condensazione impostata si determina la pressione di saturazione corrispondente, quindi se allo scarico del condensatore il fluido si trova nelle condizioni di liquido saturo si determinano entropia ed entalpia tramite (2.64 - 2.66):

$$p_c = p_{\text{sat}}(t_c) \quad (2.64)$$

$$s_{c,o} = s(x = 0, p_c) \quad (2.65)$$

$$h_{c,o} = h(x = 0, p_c) \quad (2.66)$$

mentre in caso di sottoraffreddamento Δt_{sc} , all'uscita del condensatore, tramite le (2.67 – 2.69):

$$t_{c,o} = t_c - \Delta T_{sc} \quad (2.67)$$

$$s_{c,o} = s(t_{c,o}, p_c) \quad (2.68)$$

$$h_{c,o} = s(t_{c,o}, p_c) \quad (2.69)$$

Assumendo che l'espansione sia isoentalpica attraverso la valvola di laminazione, segue che:

$$h_{ev,i} = h_{c,o}. \quad (2.70)$$

Per la temperatura di evaporazione impostata, si determinano la pressione di saturazione (2.71) corrispondente e il titolo (2.72) corrispondente all'entalpia di ingresso nell'evaporatore $h_{ev,i}$:

$$p_e = p_{\text{sat}}(t_e) \quad (2.71)$$

$$x_{c,i} = x(h_{ev,i}, p_e), \quad (2.72)$$

Nella sezione di uscita dell'evaporatore l'entalpia è corrispondente a quella del vapore saturo, come di seguito:

$$h_{ev,o} = h(x = 1, p_e) \quad (2.73)$$

o eventualmente surriscaldato (2.75), ove richiesto, della quantità Δt_{sh} :

$$t_{ev,o} = t_{ev} + \Delta t_{sh} \quad (2.74)$$

$$h_{ev,o} = h(t_{ev,o}, p_e) \quad (2.75)$$

Il compressore aspira la portata di vapore saturo o surriscaldato in uscita dall'evaporatore in condizioni (2.76), comprimendola alla pressione di condensazione. La potenza richiesta P_{cp} per la compressione e la portata ricircolata m_{cp} vengono calcolati tramite l'utilizzo di funzioni polinomiali (2.50), i cui coefficienti sono ricavati dalle specifiche di funzionamento del compressore, mentre il lavoro specifico come in (2.77)

$$h_{cp,i} = h_{ev,o} \quad (2.76)$$

$$W_{cp} = \frac{P_{cp}}{m_{cp}} \quad (2.77)$$

$$h_{cp,o} = h_{cp,i} + W_{cp} \quad (2.78)$$

$$t_{cp,o} = t(h_{cp,o}, p_c) \quad (2.79)$$

Il fluido scaricato dal compressore raggiunge il condensatore in condizioni descritte da (2.78, 2.79, 2.80) dove si realizzano prima il de-surriscaldamento, quindi la condensazione.

$$h_{c,i} = h_{cp,o} \quad (2.80)$$

Alla luce di quanto riportato è possibile calcolare il calore scambiato all'evaporatore (2.81) e al condensatore (2.83), determinando i corrispondenti coefficienti di prestazione a seconda del carico utile del ciclo (2.82, 2.84).

In configurazione frigorifera:

$$Q_{ev} = m_{cp} \cdot \Delta H_{ev} = m_{cp} \cdot (h_{e,o} - h_{e,i}) \quad (2.81)$$

$$COP_c = \frac{Q_{ev}}{P_{cp}} \quad (2.82)$$

In configurazione pompa di calore:

$$Q_c = m_{cp} \cdot \Delta H_c = m_{cp} \cdot (h_{c,i} - h_{c,o}) \quad (2.83)$$

$$COP_h = \frac{Q_c}{P_{cp}} \quad (2.84)$$

Lo stato termodinamico dei punti del ciclo è stato calcolato in analogia a quanto fatto nel ciclo con eiettore tramite REFPROP 10.

Capitolo 3

Validazione

Si propone in questo Capitolo la validazione di alcune condizioni operative, rispetto all'analisi sperimentale descritta in (Ersoy, et al., 2014) e (Bilir Sag, et al., 2015), ottenuta applicando il modello di eiettore esposto nel Capitolo precedente. La configurazione dei riferimenti riportati ricalca quella del modello teorico adottato in questo lavoro, fatta eccezione per la modalità di funzionamento che è quella frigorifera.

Il confronto nello studio attuale indaga i valori di rapporto di trascinamento, portata circolante e rapporto di compressione. L'obiettivo della validazione è di dimostrare che le prestazioni dell'eiettore sono correttamente riprodotte dal modello proposto. In tal modo i risultati ottenuti potranno essere ragionevolmente utilizzati nella predizione delle prestazioni di una pompa di calore. Ove possibile, viene impostato un confronto complessivo del ciclo EERS rispetto ai dati sperimentali.

3.1 Dati di validazione 1

La fonte propone un confronto delle prestazioni del ciclo EERS rispetto al ciclo a compressione di vapore convenzionale, ottenuto con un apparato sperimentale in grado di operare in entrambe le configurazioni. Inoltre, per la configurazione con eiettore, le misure effettuate vengono confrontate con i risultati di un'analisi teorica delle prestazioni del ciclo.

Il confronto fra la configurazione convenzionale e quella con eiettore è realizzato a parità di carico termico scambiato all'evaporatore e a parità di temperature di alimentazione di condensatore e evaporatore lato fluido esterno.

Questa soluzione è stata scelta dagli autori perché i parametri proposti possono essere agevolmente monitorati, controllati, al contrario dei parametri interni (temperatura e pressione dei fluidi operativi), e riprodotti nelle condizioni operative di un impianto reale.

All'interno dell'apparato sperimentale tuttavia temperatura e pressione vengono misurate all'ingresso e all'uscita di ciascun componente e permettono di impostare un confronto più approfondito fra i dati sperimentali e quelli del modello teorico (caso II).

Tramite la raccolta dei dati sperimentali, un modello teorico di eiettore viene validato dagli autori in un articolo non disponibile in letteratura. Il modello degli autori è concettualmente equivalente a quello utilizzato in questo lavoro, a meno del dimensionamento delle aree di gola dell'ugello motore che gli autori dell'attività sperimentale determinano con il metodo di Fauske. Il modello teorico validato dagli autori presenta le seguenti caratteristiche:

- Il deflusso entro l'eiettore è monodimensionale in condizioni di equilibrio termodinamico omogeneo (HEM);
- Il modello dell'eiettore è basato sul flusso di una portata di massa miscelata unitaria all'uscita del diffusore.
- Le condizioni di funzionamento sono quelle che garantiscono le prestazioni ottimali, in termini di pressione all'ingresso della sezione di mescolamento.
- I rendimenti dei componenti dell'eiettore sono stati determinati alla luce delle prestazioni raccolte nell'indagine sperimentale;

Tutte le caratteristiche descritte rendono agevole e proficua l'applicazione al modello del presente studio.

Il modello teorico del modello, funzionante in condizioni di saturazione all'uscita degli scambiatori di calore, è stato modificato in modo da accettare i dati forniti in termini di sottoraffreddamento al condensatore e surriscaldamento all'evaporatore come previsti dal caso sperimentale. Il rendimento isentropico di compressione è stato utilizzato, in sostituzione alle funzioni polinomiali.

Come premesso la pressione ottimale di espansione viene considerata nel modello teorico. Tale pressione viene determinata, nello studio attuale, come la pressione che permette le migliori prestazioni, in termini di recupero di pressione a valle dell'eiettore, ovvero la massima pressione al diffusore.

*Tabella 3.1: Dati sperimentali per la soluzione convenzionale e quella con eiettore (Ersoy, et al., 2014). *Pressione determinata a partire dal rapporto di compressione dell'eiettore riportato e la pressione di uscita dall'evaporatore (Vedi dati sperimentali caso II).*

	I		II		III	
	Standard	Eiettore	Standard	Eiettore	Standard	Eiettore
Q_{ev} [kW]	4.20	4.20	4.36	4.36	4.47	4.47
m_{ev} [kg/s]	0.0206	0.0206	0.0217	0.0217	0.0238	0.0238
m_{cp} [kg/s]	0.0327	0.0327	0.0341	0.0341	0.0365	0.0365
w	---	0.630	---	0.636	---	0.652
W_{cp} [kW]	1.867	1.757	2.127	1.955	2.403	2100
$p_{d,o}$ [kPa]*	---	396.3	---	421.2	---	456.1
$p_{d,o}/p_{e,o}$	---	1.065	---	1.063	---	1.063
$p_{cp,i}$ [kPa]*	413.4	377.8	388.4	402.3	372.6	435.9
$p_{ev,o}$ [kPa]	430.6	372.3	409.1	396.2	395.2	429.1
Δp_e [kPa]	96.2	3.6	117.4	3.8	133.7	2.2
$p_{c,o}$ [kPa]	1386.6	1412.5	1519.8	1511.2	1660.2	1643.8
Δp_c [kPa]	38.5	26.4	39.4	29.7	39.6	33.7
ΔT_{SC} [°C]	2.88	1.86	3.08	2.25	3.24	1.38
ΔT_{SH} [°C]	9.45	14.07	10.23	12.25	12.02	0.61
$\eta_{cp,ov}$	0.525	0.60	0.551	0.563	0.562	0.556
COP [kW/kW]	2.25	2.39	2.05	2.23	1.86	2.13

Dal momento che il modello teorico del ciclo originale degli autori delle prove sperimentali non è disponibile pubblicamente, si assume valida questa ipotesi.

Sulla linea di quanto proposto da (Ersoy, et al., 2014) e come riportato nel Capitolo precedente, per determinate condizioni operative di alimentazione la dimensione delle aree di deflusso risulta biunivocamente vincolata dalla scelta della pressione di espansione. Il vincolo imposto dall'espansione ottimale attraverso gli ugelli comporta il vincolo delle proprietà termodinamiche del fluido nelle sezioni di scarico e di conseguenza il vincolo sulle sezioni di attraversamento per il deflusso della portata richiesta.

Ne risulta che ciascuna valutazione si assume valida per ciascuna delle condizioni operative corrispondente, per la quale le prestazioni descritte dal modello numerico corrispondono ad una e una sola soluzione progettuale ottimale. L'interesse per la modellazione geometrica dei componenti dell'eiettore esula dagli obiettivi del lavoro e la validazione del modello si limita alla stima delle prestazioni dell'eiettore e del ciclo termodinamico.

La stima delle prestazioni dell'eiettore realizzate per portata elaborata unitaria, non limitano la validità della previsione e tale assunzione viene fatta dagli autori stessi della ricerca sperimentale.

Fissate le condizioni operative e il carico termico di progetto Q_{ev}^{Design} , la portata di fluido all'evaporatore viene calcolata una volta determinata l'entalpia scambiata all'evaporatore (4.1) in condizioni ottimali, secondo l'equazione (3.2).

$$\Delta h_{ev,opt} = (h_{ev,i} - h_{ev,o})_{opt} \quad (3.1)$$

$$m_{sn} = \frac{Q_{ev}^{Design}}{\Delta h_{ev,opt}} \quad (3.2)$$

I dati disponibili sono riportati in Tabella 3.1, mentre si propone in Tabella 3.2 il risultato della validazione contro i dati sperimentali proposti.

Per ciascuna grandezza valutata si propone come indice della deviazione del valore prodotto dal modello dal dato sperimentale lo scarto percentuale relativo, definito come segue (3.3), per la generica grandezza G :

$$\Delta G_{rel} = \frac{G_{MOD} - G_{EXP}}{G_{EXP}} \cdot 100 \quad (3.3)$$

I parametri confrontati sono la portata elaborata dall'ugello secondario, il fattore di trascinamento e il rapporto di compressione dell'eiettore.

Le stime del modello teorico per le prestazioni dell'eiettore sono mediamente precise entro il 5% di scarto relativo per le portate in circolo, il rapporto di trascinamento e il rapporto di compressione. Si evidenzia per il caso III la massima deviazione +8.8 % del rapporto di compressione. Tale risultato è in linea con i risultati degli autori dell'attività sperimentale stessa, riferito entro il 10% di errore.

Tabella 3.2: Confronto risultati del metodo teorico con i dati di validazione (Ersoy, et al., 2014)

	Caso I	Caso II	Caso III
$p_{c,o}$ [kPa]	1412.5	1511.2	1643.8
t_c [°C]	52.78	55.54	59.04
$p_{e,o}$ [kPa]	372.3	396.2	429.1
t_e [°C]	6.82	8.65	11.03
$\Delta t_{sc,c}$ [°C]	1.86	2.25	1.38
$\Delta t_{sh,ev}$ [°C]	14.07	12.25	0.61
$T_{mn,i}$ [°C]	50.92	53.29	57.66
$T_{sn,i}$ [°C]	20.89	20.90	11.64
$\Delta t_{sh,d}$ [°C]	0.5	0.5	0.5
η_{mn}	0.98	0.98	0.98
η_{sn}	0.35	0.45	0.70
η_d	0.60	0.50	0.60
Q_{ev}	4.20	4.36	4.47
Valori sperimentali per il confronto			
$p_{d,o}/p_{e,o}$	1.064	1.063	1.063
w	0.630	0.636	0.652
m_{sn}	0.0206	0.0217	0.0238
Valori da modello			
$p_{d,o}/p_{e,o}$	1.097 (+2.0%)	1.109 (+4.3%)	1.157 (+8.8%)
w	0.647 (+2.7%)	0.646 (+1.6%)	0.671 (+2.9%)
m_{sn}	0.0207 (+0.5%)	0.0219 (+0.9%)	0.0242 (+1.7%)

La disponibilità delle misure dei parametri interni al ciclo (temperatura e pressione lungo il deflusso) permette, limitatamente al caso operativo II, di evidenziare gli scostamenti della stima del modello della realtà per un numero maggiore di parametri.

Rispetto alle misure acquisite dall'esperienza sperimentale in Tabella 3.3, si evidenziano le deviazioni che il modello teorico non è in grado di descrivere:

- Il condensatore è sede di perdite di carico: rispetto alla pressione di scarico, 1511 kPa, la pressione all'ingresso è maggiore di 30 kPa;
- L'evaporatore è sede di perdite di carico: rispetto alla pressione di uscita, 396 kPa, la pressione di ingresso è maggiore di 4 kPa;
- La pressione di scarico del condensatore è superiore, 1511 kPa, alla pressione di alimentazione dell'ugello primario, 1484 kPa;
- La temperatura di scarico del condensatore, 53.3 °C, (incluso il sottoreaffreddamento) è superiore alla temperatura di alimentazione dell'ugello primario, 52.6 °C;
- La pressione di alimentazione dell'ugello secondario, 392.1 kPa, è leggermente inferiore alla pressione di scarico dell'evaporatore, 396.22 kPa;

- La pressione di uscita dal diffusore, 421.3 kPa, è sensibilmente maggiore alla pressione di aspirazione del compressore, 400.1 kPa;
- La temperatura di uscita dal diffusore, 10.4° C, è maggiore alla pressione di aspirazione del compressore, 9.6° C;
- La pressione di scarico del compressore, 1914 kPa, non coincide con la pressione di condensazione ma risulta maggiore del 25 % alla pressione di scarico del condensatore 1511 kPa; Tale condizione, proposta anche per il ciclo standard, non è giustificata dagli autori.

Tabella 3.3: Caso sperimentale II da (Ersoy, et al., 2014): misure interne.

Caso sperimentale II				
Portata compressore [kg/s]	0.0341			
Portata evaporatore [kg/s]	0.0217			
	p [kPa]	t [° C]	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
Scarico condensatore	1511.22	53.28	276.70	1.2525
Ingresso ugello primario	1483.94	52.62	275.67	1.2495
Ingresso ugello secondario	392.11	($t_{ev,o}$)20.88	414.99	1.7632
Uscita diffusore	421.34	10.41	329.85	1.4583
Separatore fase (vapore)	407.32 (p_{sat})	9.47	404.02	1.7223
Separatore fase (liquido)	403.24 (p_{sat})	9.17	212.44	1.0444
Ingresso evaporatore	400.10	8.67	212.44	1.0444
Uscita evaporatore	396.22	20.88	414.90	1.7651
Ingresso compressore	402.32	9.61	404.29	1.7242
Uscita compressore	1918.50	78.18	445.09	1.7486
Ingresso condensatore	1541.00	72.13	445.09	1.7622

Si propone per il caso sperimentale II una valutazione dell'influenza delle ipotesi teoriche sulla qualità delle stime fornite dal modello sia per il funzionamento dell'eiettore, sia per le prestazioni globali del ciclo.

I rendimenti utilizzati sono quelli proposti dagli autori:

- $\eta_{mn} = 0.98$ per l'ugello primario;
- $\eta_{sn} = 0.45$ per l'ugello secondario;
- $\eta_d = 0.50$ per il diffusore.

Dal rendimento globale del compressore fornito dagli autori $\eta_{cp,ov} = 0.563$ è possibile determinare (3.4 - 3.7) il rendimento isoentropico del compressore è $\eta_{cp,is} = 0.789$, mentre il rendimento complementare, descrittivo delle perdite per attriti meccanici e per motore elettrico ed inverter vale $\eta_{compl} = 0.713$.

Assunte le ipotesi corrispondenti a quelle di definizione del modello:

- Condizioni all'ingresso dell'ugello primario (*motive nozzle inlet*) coincidenti con l'uscita dal condensatore (tenendo in considerazione eventuale sottoraffreddamento):
 - $t_{mn,i} = t_{sc} = 53.29$ °C;

- $p_{mn,i} = p_{sat} = 1511.2 \text{ kPa}$;
- Condizioni all'ingresso dell'ugello secondario (*suction nozzle inlet*) coincidenti con l'uscita dall'evaporatore (tenendo in considerazione eventuale surriscaldamento):
 - $t_{sn,i} = t_{sh} = 20.88 \text{ °C}$;
 - $p_{sn,i} = 396.22 \text{ kPa}$;

I risultati prodotti dal metodo teorico sono riportati di seguito in Tabella 3.4.

Tabella 3.4: Confronto risultati del metodo teorico con i dati di validazione con alimentazione dell'eiettore come da ipotesi modello teorico

Grandezza	Sperimentale	Modello	Errore relativo [%]
Q_{ev} [kW]	4.36	4.36	---
m_s [kg/s]	0.0217	0.0219	+1.0
m_p [kg/s]	0.0341	0.0339	-0.6
$p_{d,o}/p_{sn,i}$	1.063	1.109	+4.3
COP [kW/kW]	2.23	2.825	+26.5
w [/]	0.636	0.646	+1.6
$p_{cp,i}$ [kPa]	402.3	439.3	+9.2
Δh_c [kJ/kg]	168.383	161496	-4.1
Δh_{ev} [kJ/kg]	202.466	198945	-1.7
Δh_{cp} [kJ/kg]	40.797	32.453	-20.5
W_{cp} [kW]	1.957	1.543	-21.1

I termini che compromettono la qualità della simulazione risultano essere correlati al processo di compressione per il quale il contributo calcolato risulta significativamente inferiore a quanto previsto. La diretta conseguenza dell'errore nella stima del lavoro di compressione si ripercuote sulla stima del COP .

Il motivo della deviazione, come anticipato, risiede in due fonti di deviazione del caso reale rispetto al caso numerico:

- Pressione di mandata compressore: la pressione non risulta pari al valore della pressione di condensazione (1.54 kPa), bensì ad un valore significativamente maggiore (1.92 kPa). Dal momento che secondo i dati forniti l'entalpia del flusso in uscita dal compressore coincide con l'entalpia in ingresso al condensatore (445.1 kJ/kg), tale valore risulta compatibile con una laminazione a valle dello scarico;
- La pressione di aspirazione del compressore; la pressione non coincide con la pressione disponibile al diffusore (439.3 kPa) ma con una pressione inferiore (402.3 kPa), influenzata dalla presenza del separatore liquido/vapore. L'esclusione della perdita di carico nel ciclo teorico, riduce il rapporto di compressione rispetto al caso sperimentale con conseguente riduzione della potenza di compressione richiesta rispetto al caso reale.

Lo scostamento sulla pressione di aspirazione si somma a quello relativo alla pressione in uscita dal diffusore per la quale si registra un errore pari a +4.0 %.

Per quanto non attinente con il modello utilizzato, in fase di controllo e validazione, i punti termodinamici corrispondenti all'alimentazione dell'eiettore vengono definiti in maniera da rispettare i dati sperimentali di Tabella 3.3, definiti dalle pressioni e temperatura realmente misurate.

Le ipotesi seguenti vengono utilizzate:

- Condizioni all'ingresso dell'ugello primario (*motive nozzle inlet*) corrispondenti alle coordinate p, t misurate:
 - $t_{mn,i} = 52.62 \text{ °C}$ a fronte di $t_{sc} = 53.29 \text{ °C}$;
 - $p_{mn,i} = 1483.9 \text{ kPa}$ a fronte di $p_{sat} = 1511.2 \text{ kPa}$;
- Condizioni all'ingresso dell'ugello secondario (*suction nozzle inlet*) corrispondenti alle coordinate p, t misurate:
 - $t_{sn,i} = 20.88 \text{ °C} = t_{sc}$;
 - $p_{sn,i} = 392.11$ a fronte di $p_{sat} = 396.22 \text{ kPa}$;
- Condizioni allo scarico del compressore coincidenti con le condizioni riportata dalle misure sperimentali misurate:
 - $p_{cp,o} = 1815.9 \text{ kPa}$, a fronte di $p_c = 1511.2 \text{ kPa}$
 - $h_{cp,o} = 445.1 \text{ kJ/kg}$

I risultati della simulazione sono riportati dalla Tabella 3.5, di seguito:

Tabella 3.5: Confronto risultati del metodo teorico con i dati di validazione con scarico del compressore come da dati sperimentali

Grandezza	Sperimentale	Modello	Errore relativo [%]
Q_{ev} [kW]	4.36	4.36	---
m_s [kg/s]	0.0217	0.0218	+0.5
m_p [kg/s]	0.0341	0.0337	-1.2
$p_{d,o}/p_{sn,i}$	1.063	1.095	+3.0
COP [kW/kW]	2.23	2.38	+6.7
w [/]	0.636	0.648	+1.9
$p_{cp,i}$ [kPa]	402.3	433.8	+7.8
Δh_c [kJ/kg]	168.383	167.602	-0.5
Δh_{ev} [kJ/kg]	202.466	199.466	-1.5
Δh_{cp} [kJ/kg]	40.797	38.618	-5.3
W_{cp} [kW]	1.957	1.831	-6.4

Si evidenzia come il lavoro specifico, la potenza di compressione e di conseguenza il COP raggiungano valori più ragionevoli, in linea con le aspettative di qualità del metodo.

Per quanto riguarda le prestazioni dell'eiettore si assiste ad un minore scarto del rapporto di compressione, ridotto di un punto percentuale, mentre i rimanenti indicatori conservano stime pari a quelle del caso precedente. Complessivamente l'assunzione delle ipotesi originali non pregiudica sensibilmente la qualità della previsione.

In termini globali invece si assiste ad un generale miglioramento della stima di tutti i parametri elencati.

Al netto dell'errore sulla pressione di scarico del compressore, il lavoro di compressione risulta ancora la voce critica per la stima delle prestazioni del ciclo. Si evidenzia con chiarezza come la pressione di aspirazione del compressore sia responsabile della deviazione dalle prestazioni sperimentali.

L'ipotesi che tale pressione sia pari alla pressione in uscita dal diffusore assumendo che l'influenza del separatore di liquido sia nulla è fonte di uno scarto rispetto al caso sperimentale. Tale scarto ($\approx +5\%$) si somma a quello insito nella stima della pressione al diffusore ($\approx +3\%$) producendo complessivamente uno scarto pari a $+8\%$.

Complessivamente, la condizione proposta dagli autori sulla pressione di scarico del compressore è distante dalle condizioni operative che il modello intende descrivere e non è pertanto riproducibile. Alla luce di questa osservazione si riportano i risultati del confronto della stima del funzionamento dell'eiettore, mentre non si ritiene coerente il confronto delle prestazioni del ciclo globale.

Si propongono pertanto ulteriori dati di validazione, per supportare la capacità di simulazione del modello in oggetto.

3.2 Dati di validazione 2

Si riportano in Tabella 3.6 i dati forniti per i casi sperimentali:

Tabella 3.6: Dati sperimentali per la soluzione convenzionale e quella con eiettore (Bilir Sag, et al., 2015)

	I		II		III	
	Standard	Eiettore	Standard	Eiettore	Standard	Eiettore
Q_{ev} [kW]	4.55	4.55	4.3	4.3	3.9	3.9
m_{cp} [kg/s]	0.0281	0.0283	0.0278	0.0278	0.0258	0.0280
m_{ev} [kg/s]	0.0281	0.0234	0.0278	0.0224	0.0258	0.0205
w	---	0.83	---	0.79	---	0.73
W_{cp} [kW]	1.432	1.288	1.52	1.35	1.597	1.492
$p_{cp,i}$ [kPa]	308	344	320	362	324	379
$p_{cp,o}$ [kPa]	1007	979.6	1106	1060	1203	1171
$t_{cp,o}$ [kPa]	69.6	60.0	72.6	61.6	75.5	65.1
$p_{dif,o}$ [kPa]	---	361	---	380	---	397
$p_{c,o}$ [kPa]	962	927	1058	1000	1152	1104
$p_{ev,o}$ [kPa]	325	339	336	355	341	366
$p_{c,av}$ [kPa]	973	942	1070	1018	1164	1124
$p_{e,av}$ [kPa]	350	342	366	357	374	368
ΔT_{SC}	4.1	1.65	3.78	1.62	3.49	1.61
ΔT_{SH}	8.6	1.62	6.58	0.52	9.0	0.48
$\eta_{ep,ov}$	0.51	0.48	0.49	0.41	0.46	0.44
COP	3.17	3.54	2.82	3.18	2.44	2.62

Il medesimo apparato sperimentale dell'esperienza precedente viene studiato in condizioni differenti. L'obiettivo degli autori resta quello di confrontare le prestazioni del ciclo a compressione di vapore standard con quello dotato di eiettore come espansore.

La configurazione è ancora frigorifera e riporta 3 casi sperimentali nei quali, a parità di temperatura di alimentazione dell'evaporatore, si confrontano le soluzioni progettuali per valori della temperatura di condensazione (Bilir Sag, et al., 2015). Per ogni coppia di condizioni proposte le prestazioni del ciclo con eiettore sono state valutate, quindi il ciclo standard è stato operato in modo da garantire il medesimo carico scambiato.

I rendimenti utilizzati nel modello dell'eiettore sono i seguenti:

$\eta_{mn} = 0.98$ per l'ugello primario;

$\eta_{sn} = 0.70$ per l'ugello secondario;

$\eta_d = 0.60$ per il diffusore;

È possibile risalire, grazie ai dati forniti, al valore del rendimento isentropico di compressione per il caso II tramite il procedimento proposto di seguito.

Il rendimento di compressione globale comprende i rendimenti isentropico, per la valutazione delle irreversibilità rispetto ad una compressione isoentropica, meccanico comprensivo delle perdite per attriti meccanici ed elettrico comprensivo delle perdite nella conversione di energia elettrica nel motore e nel funzionamento dell'inverter.

$$\eta_{cp,ov} = \eta_{is} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{el} = \eta_{is} \cdot \eta_{compl} \quad (3.4)$$

Si esplicita il legame fra il lavoro specifico di compressione, fornito tra i dati sperimentali, il lavoro di compressione isoentalpico e la potenza globale di compressione.

$$P_{cp} = \frac{\Delta h_{is}}{\eta_{is}} \cdot \frac{m_{cp}}{\eta_{compl}} = \Delta h \cdot \frac{m_{cp}}{\eta_{compl}} \quad (3.5)$$

Dalla potenza globale di compressione, noti il lavoro di compressione reale e il rendimento globale, è possibile determinare il rendimento complementare del rendimento isentropico, utile per l'interpretazione dei dati sperimentali.

$$\eta_{compl} = \Delta h \cdot \frac{m_{cp}}{P_{cp}} \quad (3.6)$$

$$\eta_{is} = \frac{\eta_{compl}}{\eta_{cp,ov}} \quad (3.7)$$

Risulta che, dato $\eta_{cp,ov} = 0.47$, $\eta_{is} = 0.575$ e $\eta_{compl} = 0.817$.

Il calcolo del rendimento isentropico permette di confrontare tutti i dati calcolati dal modello con quelli misurati nell'apparato sperimentale, evidenziando i punti di divergenza del modello dalla realtà.

Dal momento che le perdite di carico non sono descritte entro il modello teorico, le pressioni di saturazione per condensatore ed evaporatore sono state scelte come i valori medi misurati fra l'ingresso e l'uscita degli scambiatori, riportati come p_{av} in Tabella 3.6.

I dati in ingresso nel modello, derivati da quelli sperimentali disponibili, e i risultati del confronto delle prestazioni dell'eiettore sono riportati in Tabella 3.7, di seguito:

Tabella 3.7: Confronto risultati del metodo teorico con i dati di validazione (Bilir Sag, et al., 2015)

	Caso I	Caso II	Caso III
$p_{c,o}$ [kPa]	942	1018	1124
t_c [°C]	37.2	40.1	43.8
$P_{e,o}$ [kPa]	342	357	368
t_e [°C]	4.4	5.6	6.5
$\Delta t_{sc,c}$ [°C]	1.65	1.62	1.61
$\Delta t_{sh,ev}$ [°C]	1.62	0.52	0.48
$t_{mn,i}$ [°C]	35.5	38.4	42.2
$t_{sn,i}$ [°C]	6.0	6.1	7.0
$\Delta t_{sh,d}$ [°C]	0.0	0.0	0.0
η_{mn}	0.98	0.98	0.98
η_{sn}	0.70	0.70	0.70
η_d	0.60	0.60	0.60
Q_{ev} [kW]	4.55	4.30	3.90
Valori sperimentali			
$p_{d,o}/p_{e,o}$	1.065	1.070	1.085
w	0.83	0.79	0.73
m_{sn} [kg/s]	0.0234	0.0224	0.0205
Valori da modello			
$p_{d,o}/p_{e,o}$	1.065 (+0.1%)	1.073 (+0.2%)	1.087 (+0.2%)
w	0.78 (-5.5%)	0.77 (-1.8%)	0.73 (+3.5%)
m_{sn} [kg/s]	0.0232 (-1.0%)	0.0224 (+0.8%)	0.0204 (-0.2%)

Si apprezzano scarti entro il 5% sulla stima delle prestazioni dell'eiettore, in termini grandezze obiettivo prefissate: coefficiente di trascinamento, rapporto di compressione e pressione al diffusore.

In particolare, la disponibilità delle misure lato interno consente di eseguire per il caso sperimentale II un confronto più dettagliato rispetto agli altri casi riportati.

Si riportano in Tabella 3.8 le misure di p , t acquisite lungo il deflusso del fluido per il caso sperimentale II e i valori assunti per le medesime grandezze entro il modello teorico, quindi in Tabella 3.9 i risultati del confronto fra le stime del metodo e le reali prestazioni del ciclo.

Tabella 3.8: Caso sperimentale II da (Bilir Sag, et al., 2015): misure interne e dati modello teorico.

Punto	MISURE	MODELLO	MISURE.	MODELLO
	p [kPa]	p [kPa]	t [° C]	t [° C]
Ingresso condensatore	1035.05	1018.0	57.4	64.7
Scarico condensatore	1000.95	1018.0	37.8	38.4
Ingresso compressore	362.7	383.0	7.2	7.6
Uscita compressore	1060.0	1018.0	61.6	64.4
Ingresso ugello primario	966.8	1018.0	36.6	38.4
Ingresso ugello secondario	355.4	355.0	6.0	6.1
Uscita diffusore	380.4	383.0	7.7	7.6
Ingresso evaporatore	359.0	355.0	6.2	5.6
Uscita evaporatore	355.4	355.0	6.0	6.1
Separatore fase (vapore)	379.0	383.0	7.3	7.6
Separatore fase (liquido)	359.0	383.0	6.2	7.6

Grandezza	Sperimentale	Modello	Errore relativo [%]
m_s [kg/s]	0.0224	0.0224	0.0
w [/]	0.79	0.775	-1.8
m_p [kg/s]	0.0283	0.0288	+2.0
$p_{d,o}$ [kPa]	380	383	+0.8
$p_{d,o}/p_{sn,i}$	1.070	1.073	+0.2
$p_{cp,i}$ [kPa]	402.3	438.4	+8.9
Δh_{cp} [kJ/kg]	39000	35143	-9.9
W_{cp} [kW]	1.350	1.242	-8.0
Δh_{ev} [kJ/kg]	191964	191957	0.0
Q_{ev} [kW]	4.30	4.30	---
Δh_c [kJ/kg]	185000	184076	-0.5
COP [kW/kW]	3.18	3.46	+8.9

Tabella 3.9: Confronto risultati del metodo teorico con i dati di validazione del caso II (Bilir Sag, et al., 2015)

Si osservano le principali fonti di deviazione dalla stima delle prestazioni globali del ciclo.

- Pressione di scarico del compressore: la pressione risulta, 1060 kPa, sperimentalmente superiore (+4%) alla pressione di condensazione, 1018 kPa, corrispondente alla temperatura di condensazione scelta. Il vincolo imposto riduce il rapporto di compressione previsto dal modello e il corrispondente lavoro di compressione;
- Pressione di aspirazione del compressore: la pressione, 362 kPa, risulta sperimentalmente inferiore alla pressione di scarico del diffusore, 380 kPa. Tale osservazione è probabile

conseguenza della presenza del separatore di liquido, responsabile di una perdita di carico. L'assunzione teorica che la pressione di aspirazione coincida con la pressione al diffusore dell'eiettore riduce il rapporto di compressione previsto dal modello e il corrispondente lavoro di compressione;

Per quanto riguarda le prestazioni dell'eiettore (rapporto di trascinamento, rapporto di compressione) si assiste a una previsione che si assesta al di sotto del 5% di scarto relativo dai dati di riferimento.

In termini generali le conseguenze principali della sottostima del lavoro di compressione pesano sulla stima delle prestazioni del ciclo risultando complessivamente superiori ($\approx 10\%$ nel caso peggiore) alle prestazioni reali.

3.3 Possibile aggiornamento del modello

Alla luce dell'analisi dei dati sperimentali e del loro confronto con le previsioni fornite dal modello emerge che l'errore sul lavoro di compressore è sistematicamente maggiore del valore sperimentale.

Si riporta in Tabella 3.11 la relazione fra la pressione di aspirazione del compressore e la pressione in uscita dal diffusore:

Tabella 3.10: Pressione di aspirazione del compressore per i casi sperimentali del 2014 (Ersoy, et al., 2014) e del 2015 (Bilir Sag, et al., 2015)

Caso	2014 I	2014 II	2014 III	2015 I	2015 II	2015 III
$p_{cp,i}$ [kPa]	377.8	402.3	435.9	344	362	379
$p_{d,o}$ [kPa]	396.3	421.2	456.1	361	380	397
$p_{cp,i} / p_{d,o}$	0.953	0.955	0.956	0.953	0.953	0.955

La pressione di aspirazione del compressore è sistematicamente inferiore a quella in uscita dal diffusore dell'eiettore rispetto alla quale assume un valore pari al 95%.

La presenza del separatore di vapore può ragionevolmente essere fonte della deviazione costante riscontrata nelle prove sperimentali.

3.4 Calibrazione del modello

Alla luce delle deviazioni presentate dal modello teorico si ritiene opportuno calibrare il modello in modo da permettere di stimare in maniera cautelativa le prestazioni del ciclo con eiettore.

In particolare, in relazione all'utilizzo del ciclo entro una pompa di calore, la stima dell'incremento di pressione risulta fondamentale per comprendere l'economicità della soluzione con eiettore. (Capitolo 3)

Al netto delle ipotesi assunte per il modello teorico, si valuta la possibilità di calibrare i risultati del modello assegnando ai rendimenti dei componenti dell'eiettore valori tali da permettere la migliore riproduzione delle misure sperimentali.

La grandezza scelta come obiettivo dell'analisi è la pressione in uscita dal diffusore. Entro i dati di validazione si scelgono le coppie di punti corrispondenti ai casi:

- Caso 1: (Ersoy, et al., 2014) Caso III: $t_c = 59^\circ\text{C}$; $t_e = 11^\circ\text{C}$.
- Caso 2: (Bilir Sag, et al., 2015) Caso I: $t_c = 37^\circ\text{C}$; $t_e = 4.5^\circ\text{C}$.

Tali punti, rispetto ai rimanenti forniscono il massimo range operativo proposto nelle fonti e garantiscono i minimi valori di sottoraffreddamento e surriscaldamento, altrimenti distanti dalle condizioni di prova previste per il modello.

Un'analisi parametrica degli errori sulla stima delle grandezze obiettivo è stata condotta al variare dei rendimenti dell'ugello primario (0.70-0.98), dell'ugello secondario (0.35-0.70) e del diffusore (0.50-0.70) entro intervalli propri per i componenti (Li, et al., 2005).

In Figure 3.1 - 3.3 si propongono i risultati dell'analisi e l'andamento degli scarti relativi percentuali per la pressione al diffusore per ciascuna coppia di valori. L'influenza sulla grandezza obiettivo del rendimento isentropico dei componenti è variabile al variare delle condizioni proposte, come evidenziato in letteratura (Kornhauser, 1991). Per ciascuna coppia di condizioni operative l'analisi evidenzia come combinazioni differenti dei valori delle efficienze permettano di ridurre lo scarto sulla grandezza obiettivo.

In virtù dell'assenza di curve di rendimento per i casi sperimentali riportati e in relazione all'impossibilità di stimare le variazioni del rendimento al variare delle condizioni operative si sceglie una combinazione unica dei rendimenti per la generalità delle condizioni d'impegno studiate:

- $\eta_{mn} = 0.70$ per l'ugello primario;
- $\eta_{sn} = 0.35$ per l'ugello secondario;
- $\eta_d = 0.50$ per il diffusore;

Tale configurazione permette di limitare il valore di sovrastima della pressione al diffusore per il caso sperimentale 1 al valore di + 0.88% e di sottostimare, in condizioni conservative la prestazione nel caso 2, - 3.3%. Tale condizione si preferisce alla soluzione che minimizza lo scarto nel caso 2 poiché gli scostamenti per il caso 1 manifestano escursioni più ampie.

La ridotta confidenza nella stima del coefficiente di trascinamento viene accettata in relazione alla configurazione come pompa di calore del ciclo studiato. Fissata la portata del flusso primario, in base alle curve caratteristiche del compressore a al carico di progetto richiesto, l'errore sulla stima della portata indotta dall'evaporatore influenza in maniera secondaria le prestazioni del ciclo.

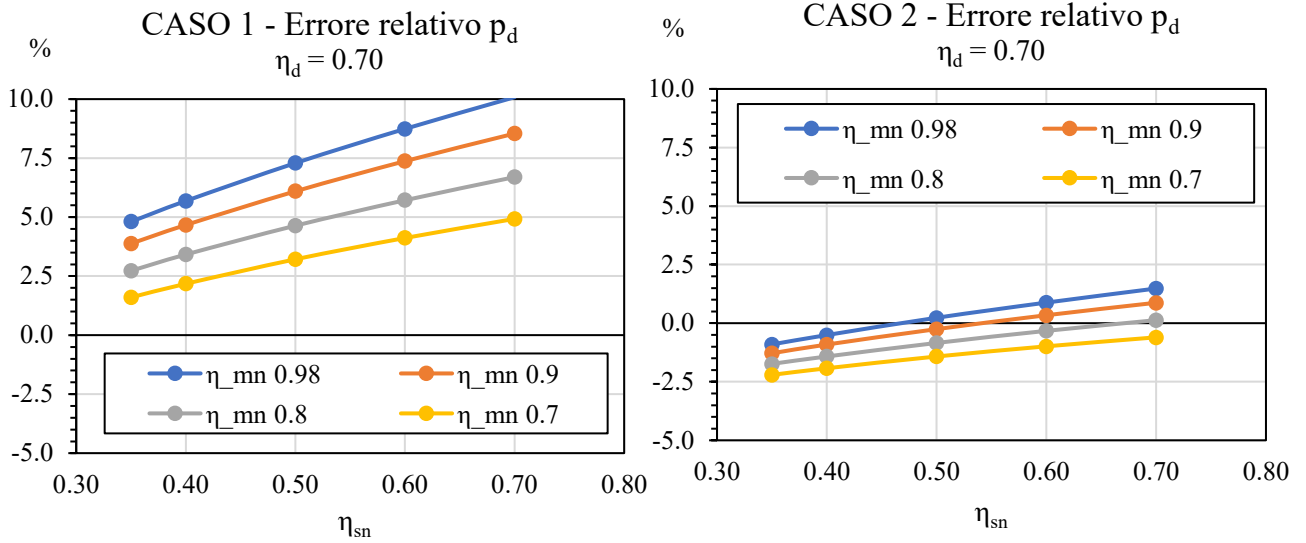


Figura 3.1: Scarti relativi percentuali della pressione al diffusore prevista per i valori analizzati dei rendimenti dei componenti, ($\eta_d = 0.70$) per i casi 1 e 2.

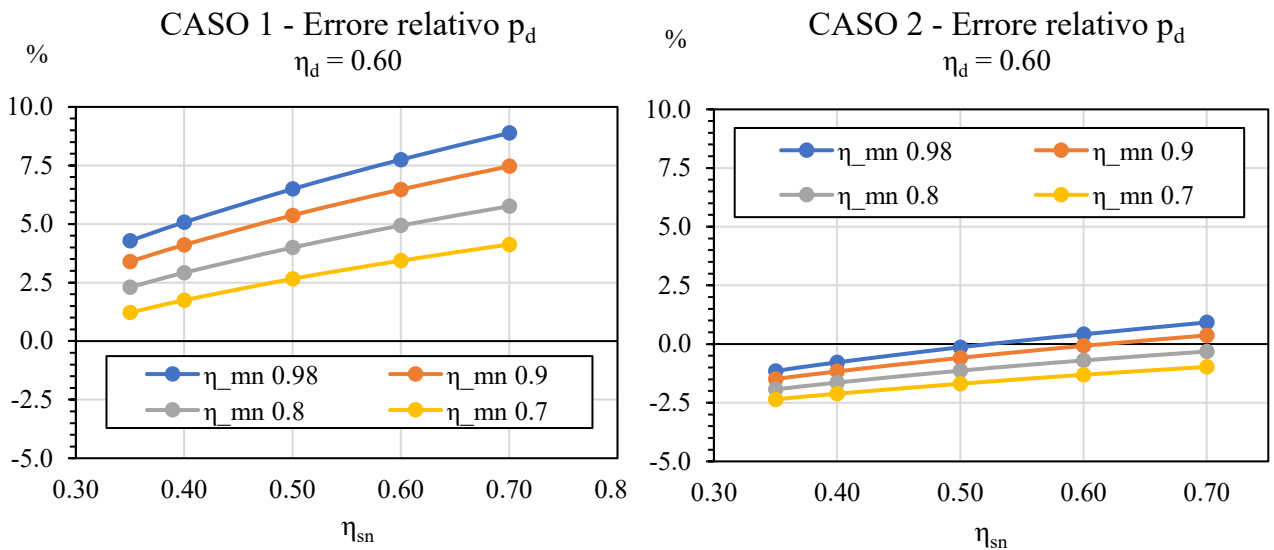


Figura 3.2 Scarti relativi percentuali della pressione al diffusore prevista per i valori analizzati dei rendimenti dei componenti, ($\eta_d=0.60$) per i casi 1 e 2.

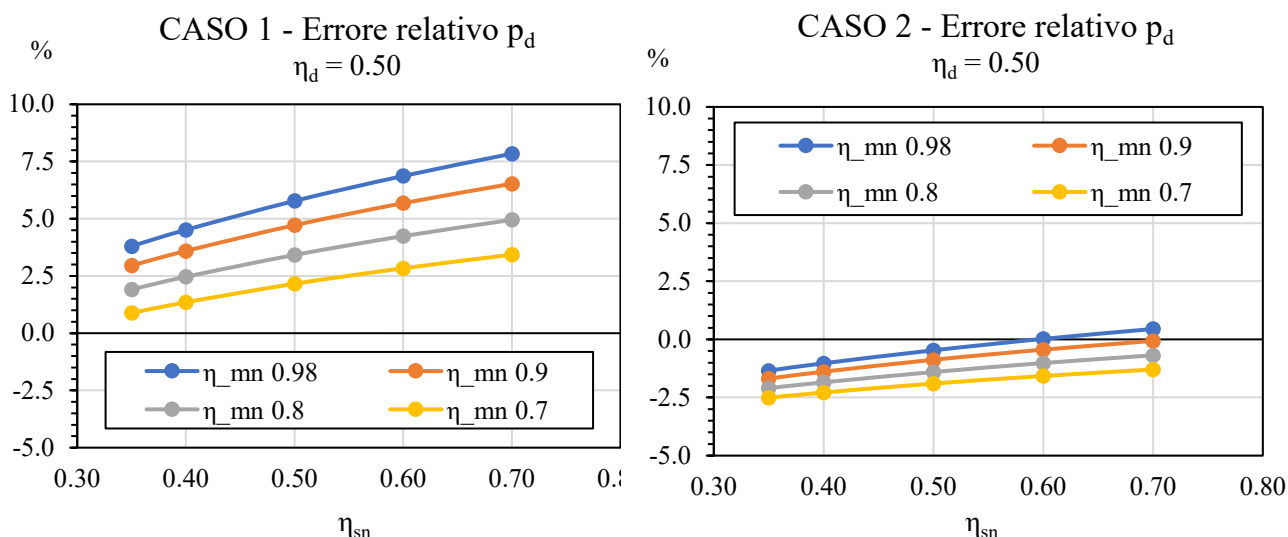


Figura 3.3: Scarti relativi percentuali della pressione al diffusore prevista per i valori analizzati dei rendimenti dei componenti, ($\eta_d = 0.50$) per i casi 1 e 2.

Per i valori dei rendimenti assunti gli errori nei casi di validazione sono riportati in Tabella 3.11 per il rapporto di compressione, il rapporto di trascinamento e la portata attraverso l'evaporatore.

Tabella 3.11: Risultato della validazione con modello calibrato $\eta_{mn} = 0.70$, $\eta_{sn} = 0.35$, $\eta_d = 0.50$

(Ersoy, et al., 2014)			
Valori sperimentali			
$p_{d,o}/p_{e,o}$	1.064	1.063	1.063
w	0.63	0.636	0.652
m_{sn}	0.0206	0.0217	0.0238
Valori da modello			
$P_{d,o}/P_{e,o}$	1.064 (+0.0%)	1.066 (+0.3%)	1.072 (+0.88%)
w	0.641 (+1.7%)	0.638 (+0.3%)	0.653 (+0.1%)
m_{sn}	0.0206 (+0.1%)	0.0217 (+0.2%)	0.0238 (+0.2%)
(Bilir Sag, et al., 2015)			
Valori sperimentali			
$p_{d,o}/p_{e,o}$	1.065	1.070	1.085
w	0.83	0.79	0.73
m_{sn}	0.0234	0.0224	0.0205
Valori da modello			
$P_{d,o}/P_{e,o}$	1.029 (-3.3%)	1.033 (-3.5%)	1.039 (-4.2%)
w	0.776 (-6.5%)	0.766 (-3.0%)	0.744 (-2.0%)
m_{sn}	0.0230 (-1.7%)	0.0222 (-0.8%)	0.0203 (-1.2%)

La differente proposta dei valori di calibrazione rispetto alla soluzione proposta dagli autori dei dati sperimentali non sorprende. Mentre nel caso in esame l'unica voce di confronto è la pressione al diffusore, critica per la stima delle prestazioni del ciclo preso in considerazione, nelle indagini di , (Ersoy, et al., 2014) (Bilir Sag, et al., 2015) il numero di variabili utilizzate per la calibrazione è maggiore in linea con la volontà di determinare la geometria dell'eiettore.

Inoltre non è completamente nota la formulazione del modello teorico proposto in quelle fonti.

Capitolo 4

Risultati

In questa sezione vengono riportati i risultati previsti dal modello teorico svolte con lo scopo di:

1. Riprodurre e prevedere le prestazioni dell'eiettore bifase in termini di rapporto di compressione R_c e coefficiente di trascinamento w , nell'ipotesi di funzionamento ottimale e analizzando possibili condizioni di funzionamento fuori progetto;
2. Confrontare le prestazioni di una pompa di calore convenzionale con una pompa di calore in cui l'espansione sia affidata ad un eiettore, determinando l'eventuale incremento di prestazioni utilizzando R134a e propano;
3. Proporre un confronto fra l'andamento delle prestazioni per il dimensionamento ottimale e il dimensionamento fuori progetto utilizzando R134a.

Le condizioni operative indagate sono riportate di seguito:

- Temperatura di condensazione compresa fra 0 e 10 °C;
- Temperatura di evaporazione compresa fra 40 e 70 °C;
- Rendimenti dei componenti costanti compatibili con la calibrazione del modello, pari a $\eta_{mn}=0.70$, $\eta_{sn}=0.35$, $\eta_d=0.50$ (CASO A);
- Rendimenti dei componenti costanti compatibili con ipotesi proposte dagli autori della ricerca dei dati di validazione, pari a $\eta_{mn}=0.98$, $\eta_{sn}=0.35$, $\eta_d=0.60$ (CASO B).

4.1 Prestazioni eiettore bifase

4.1.1 Pressione di espansione

Il modello proposto presenta fra le grandezze richieste per la stima delle prestazioni la pressione di espansione allo scarico degli ugelli primario e secondario, p_b .

Nelle ipotesi del modello, si assume che tale pressione coincida per entrambi i flussi primario e secondario all'imbocco della sezione di mescolamento. In altre parole si assume che il fluido secondario nella sezione di uscita dell'ugello secondario si porti alla medesima pressione del fluido primario, che lo introduce nell'eiettore.

Stante questa ipotesi, la variazione della pressione di espansione, correlata alle possibilità di espansione del fluido primario e secondario entro ciascun ugello, comporta una variazione delle prestazioni dell'eiettore.

Si riporta in Figura 4.1 l'influenza della pressione di espansione sulla pressione del fluido al diffusore.

Pressione diffusore - Influenza p_b
 $(\eta_{mn} = 0.70 - \eta_{sn} = 0.35 - \eta_d = 0.50)$

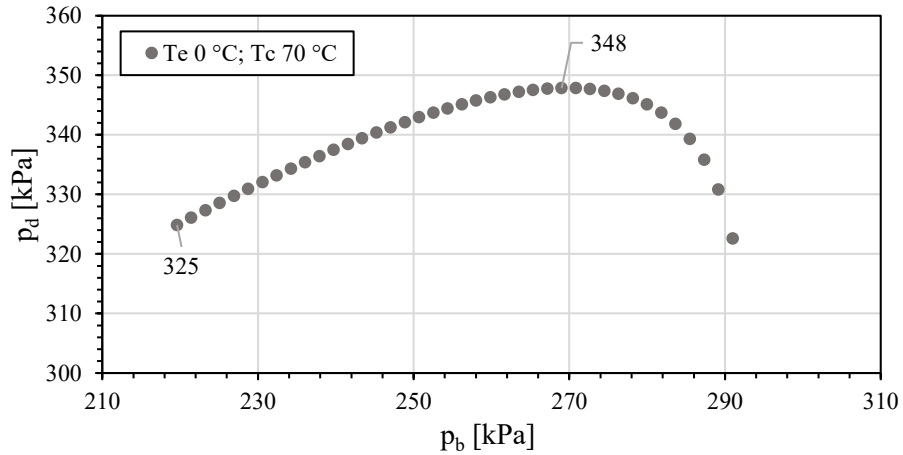


Figura 4.1: Influenza della pressione di espansione sulla pressione all'uscita dell'eiettore. (Caso A)

Per tutti i punti operativi considerati l'andamento della pressione al diffusore presenta un andamento con un valore massimo riscontrato. Ci si riferirà alla pressione per la quale si manifesta il massimo della pressione al diffusore, come pressione di espansione ottimale.

Il dimensionamento dell'eiettore deve garantire il lavoro del dispositivo alla pressione di espansione ottimale, per ottenere le massime prestazioni in termini di recupero di pressione per le condizioni di operative richieste. Come riportato (§3.6), in base alle ipotesi formulate per il modello, la possibilità di realizzare la pressione di espansione ottimale è legata alla geometria dei componenti del dispositivo.

Il valore della pressione ottimale è sempre inferiore alla pressione di evaporazione, di una quantità variabile con le condizioni operative. Si riporta in Figura 4.2 l'andamento della differenza fra la pressione di evaporazione e la pressione ottimale in relazione al valore della pressione di evaporazione, al variare del ΔT fra condensatore ed evaporatore.

Pressione di espansione ottimale

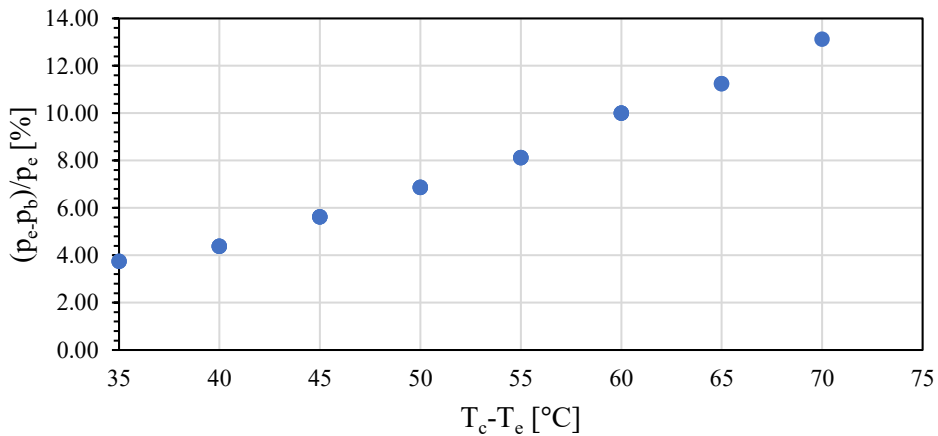


Figura 4.2: Variazione della pressione contro ΔT operativo. (Caso A)

L'espansione ottimale attraverso gli ugelli, rispetto al valore della pressione di evaporazione, aumenta al crescere della differenza di temperatura (di pressione e di entalpia) fra le sorgenti termiche. Tale andamento risulta indipendente dai valori assoluti delle temperature operative.

Si osserva come, fissati i rendimenti dei componenti e le condizioni operative, il funzionamento al di fuori della pressione ottimale possa pregiudicare il funzionamento stesso dell'eiettore. Esistono condizioni di dimensionamento/funzionamento per le quali l'utilizzo dell'eiettore risulta deleterio e si apprezzano in Figura 4.3 le condizioni di p_b che non producono vantaggi operativi: in queste circostanze la pressione al diffusore risulta inferiore alla pressione di evaporazione ($R_c < 1$).

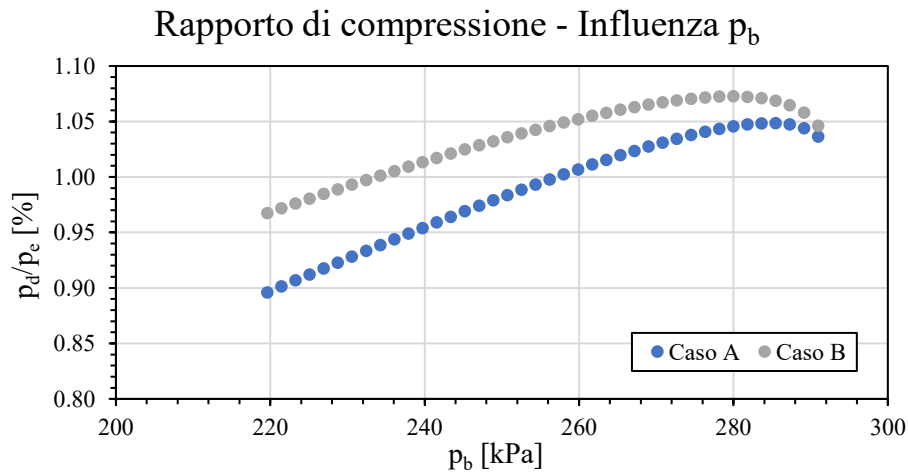


Figura 4.3: Influenza di p_b sul rapporto di compressione. Caso A: ($\eta_{mn}= 0.70 - \eta_{sn}= 0.35 - \eta_d=0.50$),

Caso B: ($\eta_{mn}= 0.98 - \eta_{sn}= 0.35 - \eta_d=0.60$)

L'incremento dei rendimenti dei componenti riduce l'intervallo di malfunzionamento dell'eiettore, al di fuori del dimensionamento ottimale.

4.1.2 Condizioni operative

Assunto il funzionamento ottimale, si analizzano gli effetti delle condizioni operative indagate.

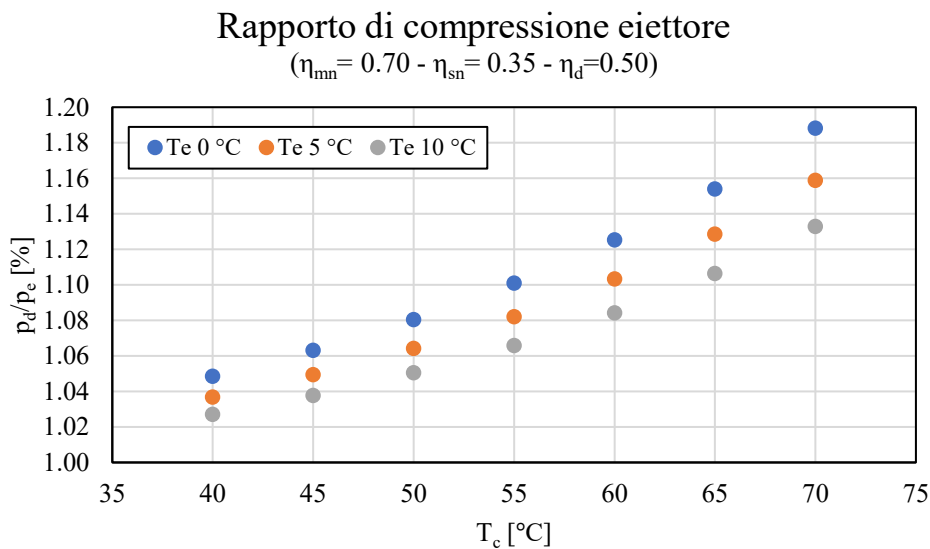


Figura 4.4: Influenza condizioni operative sul rapporto di compressione. (Caso A)

In Figura 4.4 a parità di temperatura di evaporazione l'incremento di temperatura di condensazione migliora le prestazioni dell'eiettore in termine di recupero di pressione.

Al crescere della pressione e dell'entalpia del fluido all'ingresso dell'ugello primario, proporzionali alla temperatura di condensazione, cresce l'energia di espansione e di conseguenza la possibilità di recupero.

Il medesimo ragionamento permette di comprendere l'andamento del rapporto di compressione al variare della temperatura di evaporazione per condizioni fissate al condensatore, riportato in Figura 4.5. Al diminuire della temperatura di evaporazione aumentano l'espansione del fluido primario, che funge da grandezza motrice entro l'ugello primario, e di conseguenza la possibilità di recupero e il rapporto di compressione.

L'effetto dei rendimenti dei componenti dell'eiettore, incrementa l'effetto positivo sul rapporto di compressione, per ciascuna condizione operativa (si confrontino i risultati in Figura 4.4 con quelli in Figura 4.5)

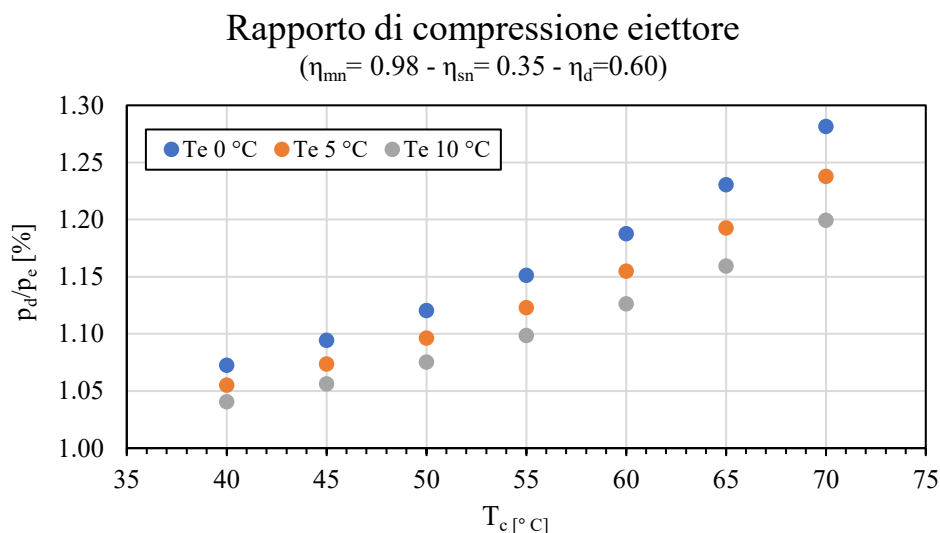


Figura 4.5: Influenza condizioni operative sul rapporto di compressione. (Caso B).

La pressione di espansione influenza anche il valore del rapporto di trascinamento riportato in Figura 4.6. Si osserva che il rapporto di trascinamento segue andamento opposto alla pressione al diffusore. Al crescere della differenza di temperatura e pressione fra le sorgenti termiche, il flusso di fluido secondario richiamato dall'evaporatore diminuisce.

Analogamente ai casi precedenti, l'incremento dell'efficienza lungo il deflusso induce un aumento nella capacità di ricircolazione della portata dell'evaporatore (si confrontino i risultati in Figura 4.6 e 4.7).

Nel caso di impianti propriamente frigoriferi il coefficiente di trascinamento assume un significato importante: maggiore è la portata di fluido secondario richiamata dall'eiettore, maggiore è il carico scambiato all'evaporatore. Di fatto tale grandezza rientra nella stima dell'efficienza complessiva dell'eiettore (Elbel, et al., 2008) insieme al valore del recupero di pressione al diffusore,

influenzandone l'andamento (4.1). L'energia recuperata W_r in relazione alla massima energia recuperabile $W_{max,r}$ rappresenta l'indice proposto per la stima dell'efficienza complessiva dell'eiettore.

$$\eta_{ej} = \frac{W_r}{W_{max,r}} = w \frac{(h(t_{e,o}, p_{e,o}) - h(s_{e,o}, p_{d,o}))}{(h(s_{e,o}, p_{d,o}) - h(p_{e,o}, t_{e,o}))} \quad (4.1)$$

Nel caso delle pompe di calore, come già ricordato, l'incremento del rapporto di trascinamento risulta di interesse secondario ai fini del calcolo delle prestazioni.

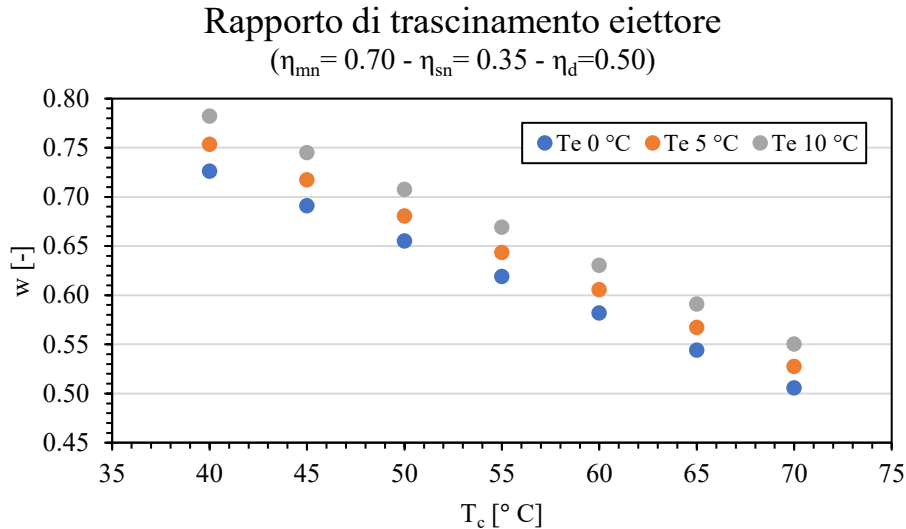


Figura 4.6: Variazione del rapporto di trascinamento con le condizioni operative. (Caso A)

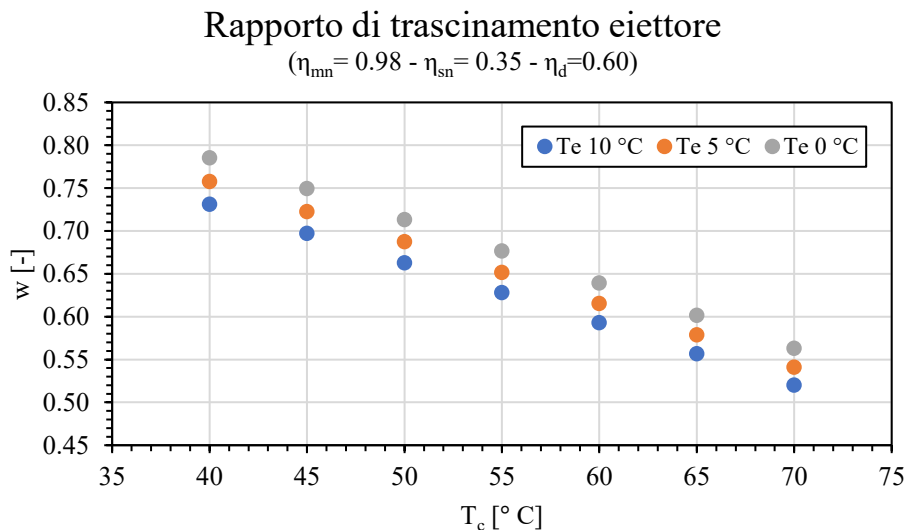


Figura 4.7: Variazione del rapporto di trascinamento con le condizioni operative. (Caso B)

La riduzione del lavoro di compressione infatti risulta l'obiettivo dell'utilizzo dell'eiettore come espansore, dal momento che il carico utile è scambiato al condensatore.

4.2 Lavoro di compressione e COP

Si imposta la valutazione dell'influenza dell'eiettore sui parametri globali del ciclo sull'ipotesi che l'intera portata elaborata dal compressore sia espansa dall'eiettore in funzionamento ottimale. Questa ipotesi male si adatta al funzionamento di un eiettore con geometria costante, in quanto come detto il funzionamento ottimale è legato alla geometria stessa dei componenti del dispositivo. Un confronto è comunque lecito, purché si assuma che i punti proposti appartengono a soluzioni progettuali differenti o a soluzioni a geometria variabile.

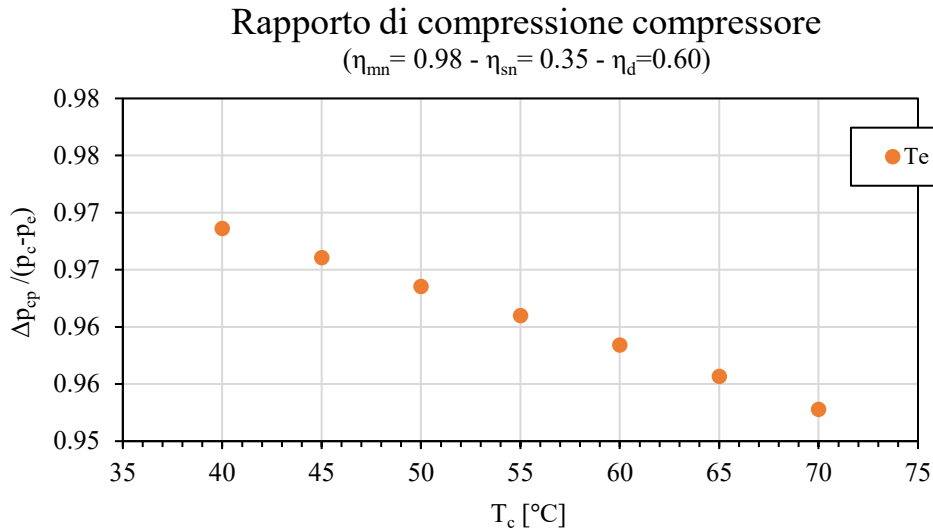


Figura 4.8: Rapporto di compressione compressore. (Caso B)

Si riporta innanzitutto in Figura 4.8 la riduzione del rapporto di compressione per il compressore rispetto alla differenza fra le pressioni di condensazione ed evaporazione, che insisterebbe fra scricco e aspirazione in condizioni convenzionali. Tale grandezza rappresenta, al netto dell'efficienza di compressione, il recupero offerto dall'eiettore.

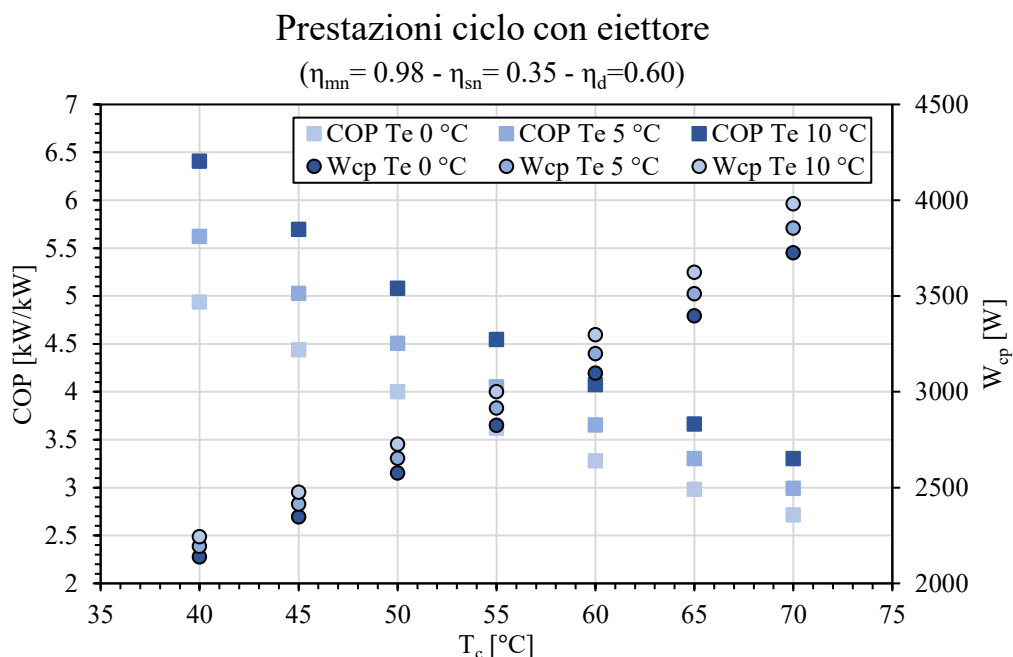


Figura 4.9: Prestazioni ciclo con eiettore in termini di lavoro di compressione e COP. (Caso B)

Al variare delle condizioni operative e fissate le curve caratteristiche del compressore, si analizzano le prestazioni sul ciclo con eiettore in Figura 4.9. L'introduzione dell'eiettore non modifica sostanzialmente il meccanismo di funzionamento del ciclo a compressione di vapore. Il *COP* del ciclo decresce al crescere della differenza di temperatura fra le sorgenti termiche.

Si riporta di seguito il confronto delle prestazioni del ciclo con il ciclo a compressione di vapore standard.

4.3 Confronto con ciclo standard

4.3.1 Condizioni operative

Il confronto delle prestazioni con il ciclo standard viene proposto per le condizioni operative proposte ad inizio Capitolo assumendo che l'eiettore venga dimensionato in modo da ottenere le prestazioni ottimali (2.58) per le condizioni operative considerate, secondo il modello descritto nei paragrafi precedenti.

I rendimenti che caratterizzano il deflusso attraverso i componenti l'eiettore utilizzati nella validazione e nelle simulazioni del ciclo termodinamico vengono riportati di seguito:

Le condizioni operative indagate sono riportate di seguito:

- Temperatura di condensazione compresa fra 0 e 10 °C;
- Temperatura di evaporazione compresa fra 40 e 70 °C;
- Rendimenti dei componenti costanti compatibili con la calibrazione del modello pari a $\eta_{mn}=0.70$, $\eta_{sn}=0.35$, $\eta_d=0.50$ (Caso A);
- Rendimenti dei componenti costanti compatibili con ipotesi proposte dagli autori della ricerca dei dati di validazione, pari a $\eta_{mn}=0.98$, $\eta_{sn}=0.35$, $\eta_d=0.60$ (Caso B);

La portata in circolo nel ciclo con eiettore è scelta in modo da garantire il carico termico al condensatore richiesto dall'utenza alla temperatura di condensazione stabilita. In altre parole l'eiettore si assume dimensionato sulla portata circolata dal compressore.

Per analizzare soluzioni ragionevolmente compatibili in una applicazione reale si è fatto in modo di garantire il medesimo scambio termico al condensatore Q_C a parità di condizioni operative. Alla luce dei risultati ottenuti, per garantire questa condizione, si è reso necessario utilizzare compressori di taglia leggermente differente nelle due configurazioni. Per non inficiare la stima dei risultati sono state privilegiate macchine di efficienza simile.

4.3.2 Confronto con ciclo standard: risultati

Si ricorda che ciascuna soluzione proposta rappresenta una soluzione progettuale distinta. I punti riportati in Tabella 4.1 e Figura 4.10, per esempio, non descrivono una curva di funzionamento, bensì le prestazioni ottenute nelle condizioni ipotizzate da un eiettore modellato per la specifica condizione di funzionamento.

La Tabella 4.1 riporta per i casi considerati, caratterizzati da temperatura di evaporazione T_e e di condensazione T_c , il carico termico al condensatore e il coefficiente di prestazione in riscaldamento rispettivamente per la soluzione standard $Q_{c,s}$, $COP_{H,s}$ e per quella con eiettore $Q_{c,ej}$, $COP_{H,ej}$.

La variazione relativa di prestazioni (4.2) rispetto a quelle della soluzione standard viene riportata

$$\Delta COP_h = 100 \cdot \left(\frac{COP_{ej} - COP_s}{COP_s} \right) \quad (4.2)$$

insieme alla temperatura di aspirazione del compressore T_d e al rapporto di compressione R_p per la configurazione con eiettore. L'analisi è proposta per entrambe le configurazioni di rendimento dei componenti dell'eiettore.

Tabella 4.1: Confronto fra soluzione standard e con eiettore per i casi studio. (Caso B)

Caso	T_e [°C]	T_c [°C]	T_d [°C]	R_p (/)	$Q_{c,ej}$ [kW]	$COP_{H,ej}$ [kW/kW]	Q_c [kW]	$COP_{H,s}$ [kW/kW]	ΔCOP [%]
C1	0	40	2.0	1.07	10.78	5.03	12.15	4.84	3.8
C2	0	45	2.5	1.09	10.71	4.54	11.85	4.31	5.2
C3	0	50	3.2	1.12	10.66	4.11	11.55	3.85	6.8
C4	0	55	4.0	1.15	10.64	3.73	11.27	3.44	8.6
C5	0	60	4.8	1.19	10.66	3.40	11.00	3.08	10.5
C6	0	65	5.9	1.23	10.71	3.11	10.75	2.76	12.6
C7	0	70	7.0	1.28	10.80	2.85	10.51	2.48	14.8
C8	5	40	6.6	1.06	12.54	5.70	14.34	5.56	2.6
C9	5	45	7.1	1.07	12.40	5.12	13.95	4.92	3.9
C10	5	50	7.7	1.10	12.30	4.61	13.57	4.37	5.4
C11	5	55	8.4	1.12	12.22	4.16	13.21	3.89	7.1
C12	5	60	9.2	1.15	12.19	3.77	12.85	3.46	8.9
C13	5	65	10.2	1.19	12.19	3.43	12.51	3.09	11.0
C14	0	70	11.3	1.24	12.23	3.13	12.18	2.76	13.2
C15	10	40	11.2	1.04	14.56	6.48	16.86	6.38	1.6
C16	10	45	11.6	1.06	14.35	5.78	16.38	5.63	2.7
C17	10	50	12.2	1.08	14.17	5.18	15.91	4.97	4.1
C18	10	55	12.8	1.10	14.03	4.65	15.44	4.40	5.6
C19	10	60	13.6	1.13	13.93	4.19	14.99	3.90	7.4
C20	10	65	14.5	1.16	13.87	3.79	14.55	3.47	9.3
C21	0	70	15.6	1.20	13.84	3.43	14.12	3.08	11.5

Si evidenzia in Figura 4.10 (per il caso a $T_e = 0^\circ\text{C}$) l'andamento del COP_H per le due soluzioni studiate al crescere della temperatura di condensazione e l'incremento di prestazioni della soluzione con eiettore.

L'aumento della temperatura di condensazione induce in entrambi i casi l'aumento del lavoro di compressione, tuttavia nella soluzione con eiettore l'incremento di pressione R_p che l'eiettore esercita sul fluido aspirato dal compressore permette di ridurre il lavoro di compressione.

A parità di condizioni operative la riduzione del lavoro di compressione migliora le prestazioni del ciclo con eiettore rispetto al ciclo standard in tutti casi studiati.

L'incremento relativo delle prestazioni risulta crescente con la temperatura di condensazione, a parità di temperatura di evaporazione. Tale andamento, in Figura 4.11, si riscontra anche al decrescere della temperatura di evaporazione e condensazione costante come si apprezza confrontando gli incrementi della serie C1-C7 alla temperatura di evaporazione minima, rispetto ai casi C8-C14, C15-C21.

Complessivamente l'incremento di prestazioni, come conseguenza delle osservazioni dei Paragrafi precedenti, risulta positivo al crescere della disponibilità di energia per l'espansione, ovvero al crescere della differenza di temperatura fra le sorgenti termiche.

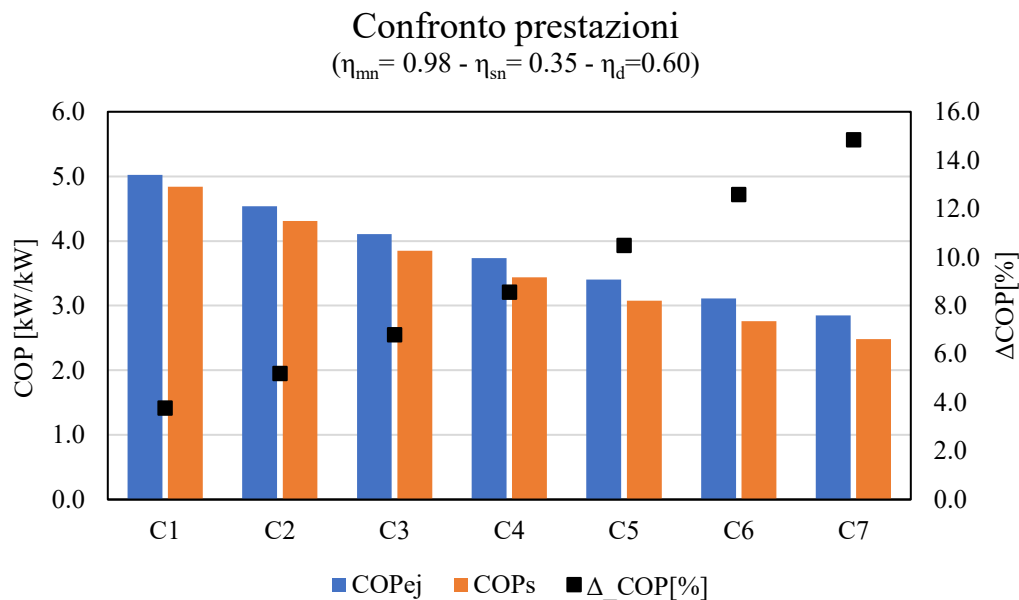


Figura 4.10: Incremento relativo delle prestazioni a temperatura di condensazione crescente ed evaporazione costante $T_e = 0$ °C (CASO B)

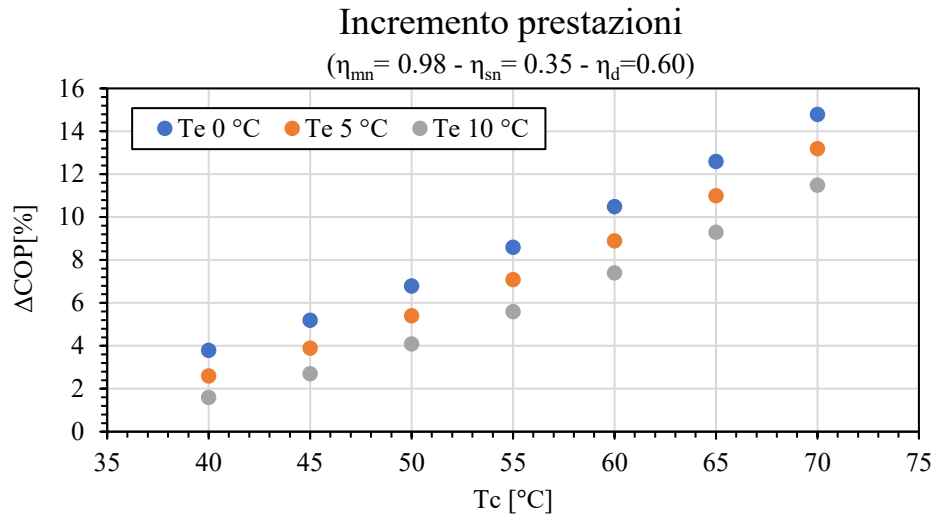


Figura 4.11: Incremento del COP nel ciclo con eiettore. (Caso B)

La capacità di recupero dell'energia di espansione è dipendente dall'efficienza dei componenti dell'eiettore, come si apprezza dal confronto fra i risultati del Caso A riportati in Tabella 4.2 e del Caso B in Tabella 4.1.

Tabella 4.2 Confronto fra soluzione standard e con eiettore per i casi studio (Caso A)

Caso	T_e [°C]	T_c [°C]	T_d [°C]	R_p (/)	$Q_{c,ej}$ [kW]	$COP_{H,ej}$ [kW/kW]	Q_c [kW]	$COP_{H,s}$ [kW/kW]	ΔCOP [%]
C1	0	40	1.3	1.05	10.56	4.94	12.15	4.84	2.0
C2	0	45	1.7	1.06	10.42	4.44	11.85	4.31	3.0
C3	0	50	2.2	1.08	10.31	4.00	11.55	3.85	4.0
C4	0	55	2.7	1.10	10.22	3.62	11.27	3.44	5.2
C5	0	60	3.3	1.13	10.16	3.28	11.00	3.08	6.5
C6	0	65	4.0	1.15	10.13	2.98	10.75	2.76	8.0
C7	0	70	4.8	1.19	10.12	2.72	10.51	2.48	9.5
C8	5	40	6.0	1.04	12.33	5.62	14.34	5.56	1.2
C9	5	45	6.4	1.05	12.13	5.03	13.95	4.92	2.1
C10	5	50	6.8	1.06	11.96	4.51	13.57	4.37	3.1
C11	5	55	7.3	1.08	11.81	4.05	13.21	3.89	4.2
C12	5	60	7.9	1.10	11.69	3.65	12.85	3.46	5.5
C13	5	65	8.5	1.13	11.60	3.30	12.51	3.09	6.8
C14	5	70	9.3	1.16	11.54	2.99	12.18	2.76	8.4
C15	10	40	10.8	1.03	14.37	6.41	16.86	6.38	0.5
C16	10	45	11.1	1.04	14.10	5.70	16.38	5.63	1.3
C17	10	50	11.5	1.05	13.86	5.08	15.91	4.97	2.2
C18	10	55	11.9	1.07	13.64	4.54	15.44	4.40	3.2
C19	10	60	12.4	1.08	13.45	4.08	14.99	3.90	4.4
C20	10	65	13.1	1.11	13.28	3.66	14.55	3.47	5.7
C21	10	70	13.8	1.13	13.15	3.30	14.12	3.08	7.2

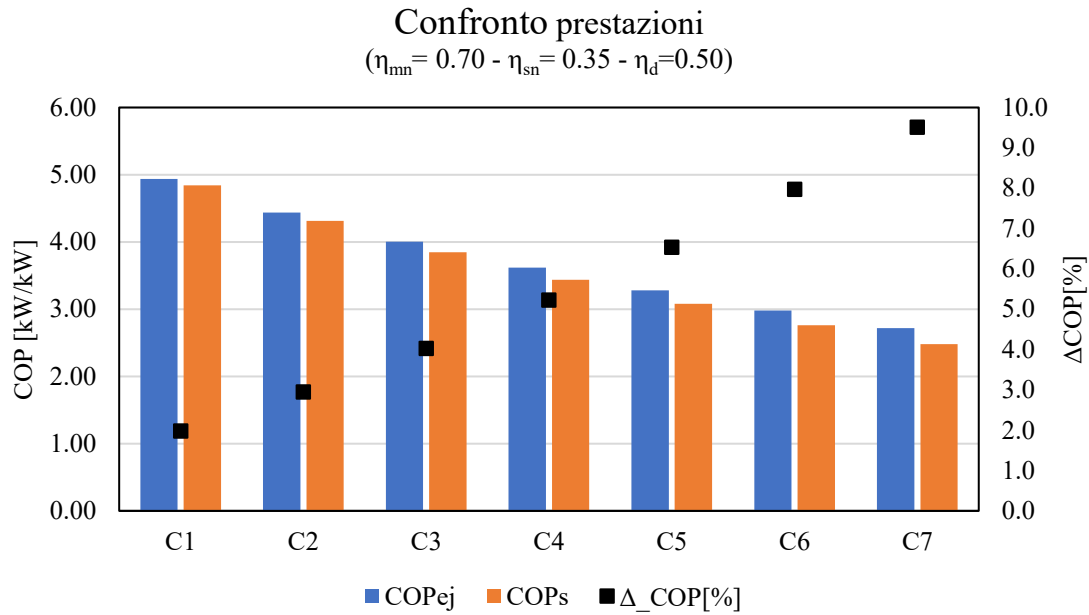


Figura 4.12: Incremento relativo delle prestazioni a temperatura di condensazione crescente ed evaporazione costante $T_e = 0^\circ\text{C}$ (CASO A)

Mentre gli andamenti sono confermati, per prestazioni inferiori dei componenti dell'eiettore, i valori degli incrementi sono ridotti (confronta Figure 4.12, 4.13)

In relazione all'applicazione della pompa di calore a soluzioni impiantistiche esistenti, viene proposta un'ulteriore considerazione.

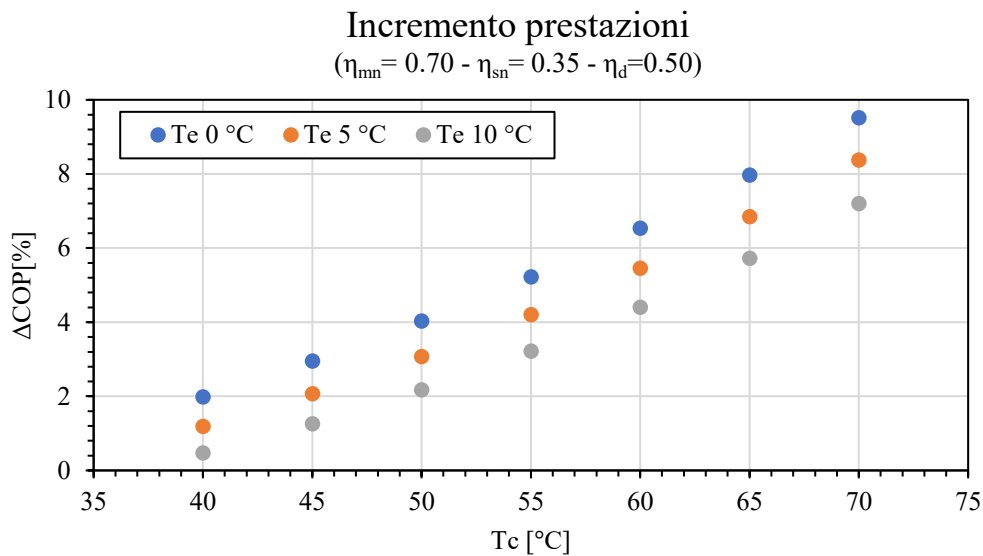


Figura 4.13: Incremento del COP nel ciclo con eiettore. (Caso A)

Poiché le prestazioni sono mediamente più elevate rispetto al ciclo convenzionale, nel ciclo con eiettore è possibile, a parità di coefficienti di prestazione e carico scambiato, fornire calore a temperature più elevate.

Si riportano, in Tabella 4.3, per le condizioni studiate le temperature di condensazione $T_{c,ej}$ per il ciclo con eiettore che realizzano lo scambio termico con COP_H pari a quella del ciclo standard, la

cui temperatura di condensazione è $T_{c,s}$, considerando una temperatura di evaporazione costante pari a $T_e = 0^\circ \text{C}$.

Tabella 4.3: Incremento della temperatura di condensazione a parità di prestazioni ($T_e = 0$)

CASO	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
COP_s [kW/kW]	4.84	4.31	3.85	3.44	3.08	2.76	2.48
$T_{c,s}$ [°C]	40	45	50	55	60	65	70
$T_{c,ej}$ [°C] (B)	41.8	47.5	53.4	59.4	65.6	71.8	78.2
$T_{c,ej}$ [°C] (A)	40.9	46.4	51.9	57.5	63.2	69.1	75.0

Si evidenzia in conclusione come la configurazione di pompa di calore con eiettore come organo di espansione possa portare a un incremento di prestazioni fino al 10-15% rispetto alla configurazione standard. Le condizioni che permettono gli incrementi maggiori sono quelle normalmente più gravose per il ciclo a compressione di vapore.

A parità di consumo elettrico, la pompa di calore con eiettore consente di produrre calore a temperatura maggiore o in alternativa, di soddisfare un carico maggiore.

Seguendo le ipotesi dei casi precedenti, si riportano i risultati ottenuti dal confronto della pompa di calore con eiettore con la soluzione standard utilizzando come fluido frigorifero il propano. L'andamento delle prestazioni è qualitativamente analogo al caso con R134a e gli incrementi di prestazione risultano migliori in termini di COP. In Tabella 4.4 e Figura 4.14, 4.15 i risultati calcolati con i rendimenti del caso B, mentre in Tabella 4.5 e figura 4.16, 4.17, i risultati secondo i rendimenti del caso A.

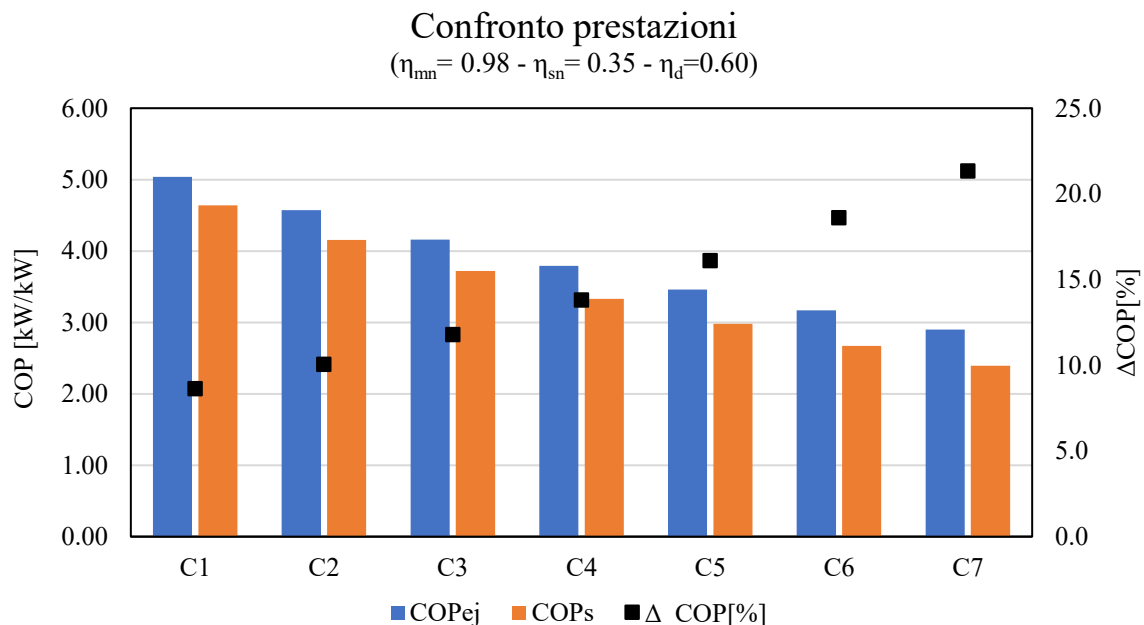


Figura 4.14 Incremento relativo delle prestazioni a temperatura di condensazione crescente ed evaporazione costante $T_e = 0^\circ \text{C}$ con propano (CASO B)

Tabella 4.4: Confronto fra soluzione standard e con eiettore per i casi studio con propano. (Caso B)

Caso	T_e [°C]	T_c [°C]	T_d [°C]	R_p (/)	$Q_{c,ej}$ [kW]	$COP_{H,ej}$ [kW/kW]	Q_c [kW]	$COP_{H,ss}$ [kW/kW]	ΔCOP [%]
C1	0	40	2.1	1.07	11.82	5.04	13.83	4.64	8.6
C2	0	45	2.7	1.09	11.66	4.57	13.46	4.16	10.0
C3	0	50	3.4	1.11	11.52	4.16	13.08	3.72	11.8
C4	0	55	4.3	1.14	11.39	3.79	12.72	3.33	13.8
C5	0	60	5.2	1.17	11.30	3.46	12.36	2.98	16.1
C6	0	65	6.4	1.21	11.22	3.17	12.01	2.67	18.6
C7	0	70	7.7	1.26	11.16	2.90	11.67	2.39	21.3
C8	5	40	6.7	1.05	13.52	5.67	15.98	5.25	7.9
C9	5	45	7.2	1.07	13.28	5.12	15.51	4.70	9.0
C10	5	50	7.9	1.09	13.06	4.64	15.04	4.19	10.6
C11	5	55	8.7	1.11	12.87	4.21	14.57	3.74	12.4
C12	5	60	9.6	1.14	12.69	3.82	14.10	3.34	14.5
C13	5	65	10.6	1.18	12.54	3.48	13.64	2.98	16.8
C14	0	70	11.9	1.22	12.41	3.17	13.19	2.65	19.5
C15	10	40	11.3	1.04	15.45	6.37	18.42	5.94	7.2
C16	10	45	11.8	1.05	15.12	5.73	17.85	5.30	8.2
C17	10	50	12.4	1.07	14.81	5.16	17.26	4.72	9.4
C18	10	55	13.1	1.09	14.53	4.66	16.68	4.20	11.0
C19	10	60	14.0	1.12	14.26	4.22	16.09	3.74	12.9
C20	10	65	14.9	1.15	14.03	3.82	15.50	3.32	15.1
C21	0	70	16.1	1.18	13.81	3.47	14.92	2.95	17.6

Le prestazioni del ciclo risultano fra il 15 % e il 20 % superiori rispetto alla soluzione tradizionale. L'incremento di prestazioni che il propano manifesta rispetto al R134a è da ricercare nella maggiore differenza fra pressione di condensazione ed evaporazione a parità di temperature operative. Questa osservazione è in linea con le previsioni di (Atmaca, et al., 2017).

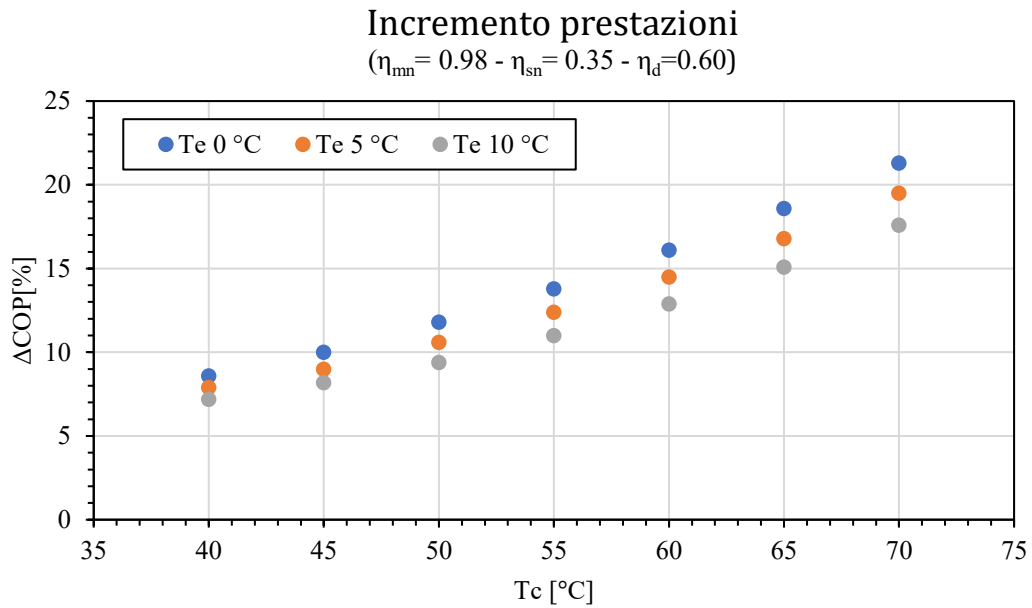


Figura 4.15: Incremento del COP nel ciclo con eiettore con propano. (Caso B)

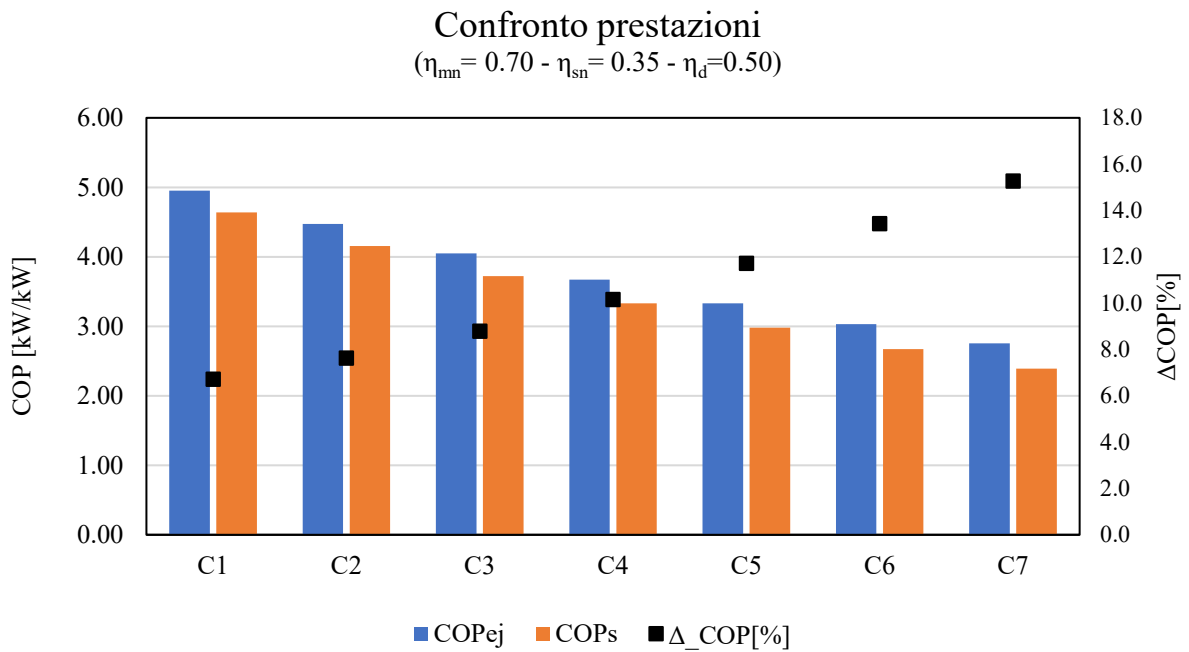


Figura 4.16 Incremento relativo delle prestazioni a temperatura di condensazione crescente ed evaporazione costante $T_e = 0\text{ }^\circ\text{C}$ con propano (CASO A)

Tabella 4.5: Confronto fra soluzione standard e con eiettore per i casi studio con propano (Caso A)

Caso	T_e [°C]	T_c [°C]	T_d [°C]	R_p (l)	$Q_{c,ej}$ [kW]	$COP_{H,ej}$ [kW/kW]	Q_c [kW]	$COP_{H,ss}$ [kW/kW]	ΔCOP [%]
C1	0	40	1.4	1.04	11.58	4.95	13.83	4.64	6.7
C2	0	45	1.8	1.06	11.36	4.47	13.46	4.16	7.6
C3	0	50	2.3	1.07	11.16	4.05	13.08	3.72	8.8
C4	0	55	2.9	1.09	10.97	3.67	12.72	3.33	10.2
C5	0	60	3.6	1.11	10.79	3.33	12.36	2.98	11.7
C6	0	65	4.4	1.14	10.64	3.03	12.01	2.67	13.4
C7	0	70	5.3	1.17	10.50	2.76	11.67	2.39	15.3
C8	5	40	6.1	1.03	13.31	5.59	15.98	5.25	6.4
C9	5	45	6.5	1.05	13.01	5.03	15.51	4.70	7.1
C10	5	50	7.0	1.06	12.72	4.53	15.04	4.19	8.1
C11	5	55	7.5	1.07	12.45	4.09	14.57	3.74	9.3
C12	5	60	8.1	1.09	12.20	3.69	14.10	3.34	10.7
C13	5	65	8.8	1.12	11.96	3.34	13.64	2.98	12.3
C14	5	70	9.7	1.15	11.74	3.03	13.19	2.65	14.0
C15	10	40	10.9	1.03	15.26	6.30	18.42	5.94	6.1
C16	10	45	11.2	1.03	14.87	5.65	17.85	5.30	6.6
C17	10	50	11.6	1.05	14.49	5.07	17.26	4.72	7.4
C18	10	55	12.1	1.06	14.13	4.56	16.68	4.20	8.5
C19	10	60	12.7	1.08	13.79	4.10	16.09	3.74	9.7
C20	10	65	13.4	1.10	13.46	3.69	15.50	3.32	11.1
C21	10	70	14.2	1.12	13.14	3.32	14.92	2.95	12.8

Incremento prestazioni

($\eta_{mn} = 0.70 - \eta_{sn} = 0.35 - \eta_d = 0.50$)

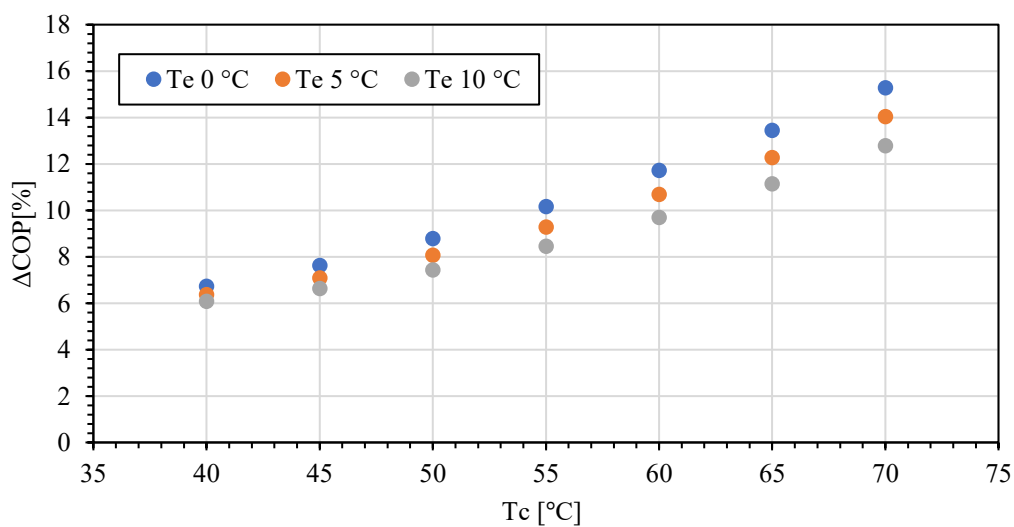


Figura 4.17: Incremento del COP nel ciclo con eiettore con propano. (Caso A)

4.4 Geometria fissa

L'indagine è basata sulle considerazioni di (§2.6) e propone una valutazione delle prestazioni del ciclo con eiettore secondo due approcci:

- Nel primo si assume che l'eiettore sia dimensionato in maniera ottimale per ognuna delle condizioni operative. In questo modo si evidenziano le prestazioni massime realizzabili nella configurazione di progetto.
- Nel secondo, fissata la geometria ottimale dell'eiettore per una particolare condizione operativa si indagano le prestazioni nelle rimanenti condizioni proposte, al di fuori delle condizioni imposte per il dimensionamento.

Le grandezze considerate per il confronto sono il carico scambiato Q_c , il COP e il rapporto di compressione R_c al diffusore.

Il compressore è il medesimo per tutte le condizioni operative ed è stato scelto per garantire il carico di 12.5 kW nella condizione di lavoro più severa. La temperatura di evaporazione scelta è pari a 5 °C, mentre la temperatura di condensazione varia nell'intervallo 40-70°C.

I rendimenti dei componenti sono: $\eta_{mn}= 0.98$, $\eta_{sn}= 0.35$, $\eta_d=0.60$.

Per ciascuna coppia di condizioni operative le prestazioni ottimali e le aree ottimali sono state calcolate in modo da garantire il carico minimo di 12.5kW. Ciascuna serie delle Figure 4.19-4.21 rappresenta le prestazioni collezionate nell'intervallo di funzionamento da parte dell'eiettore dimensionato per una e una sola coppia di temperature, riportata nel nome della serie.

La geometria ottimale, in termini di rapporto fra la sezione di mescolamento (a sezione costante) e l'area di uscita dell'ugello motore, (in letteratura *Area Ratio, AR*) viene riportata in Figura 4.19. L'andamento decrescente al crescere della temperatura di condensazione rispecchia i risultati proposti in letteratura (Sarkar, 2009).

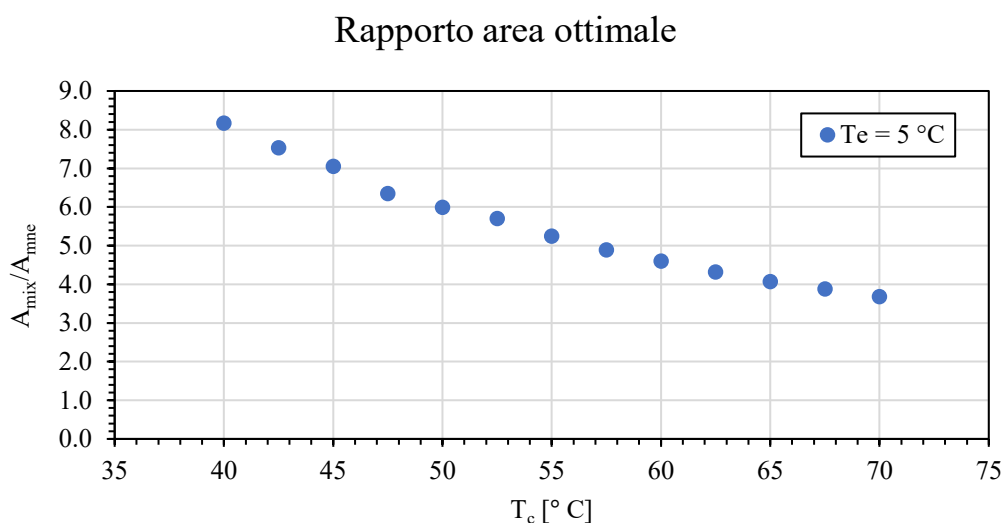


Figura 4.18: Rapporto d'area ottimale per le condizioni operative corrispondenti a $T_e = 5$ °C e T_c in ascissa(Caso B).

I valori calcolati rispondono all'applicazione del metodo descritto in precedenza (ipotesi HEM) entro le condizioni descritte sopra.

In figura 4.20 l'andamento del carico scambiato rispecchia l'andamento della portata che l'eiettore è in grado di fornire. Il dimensionamento a temperatura di scambio più severa permette di lavorare in condizioni di sicurezza a temperature di condensazione minori, come atteso.

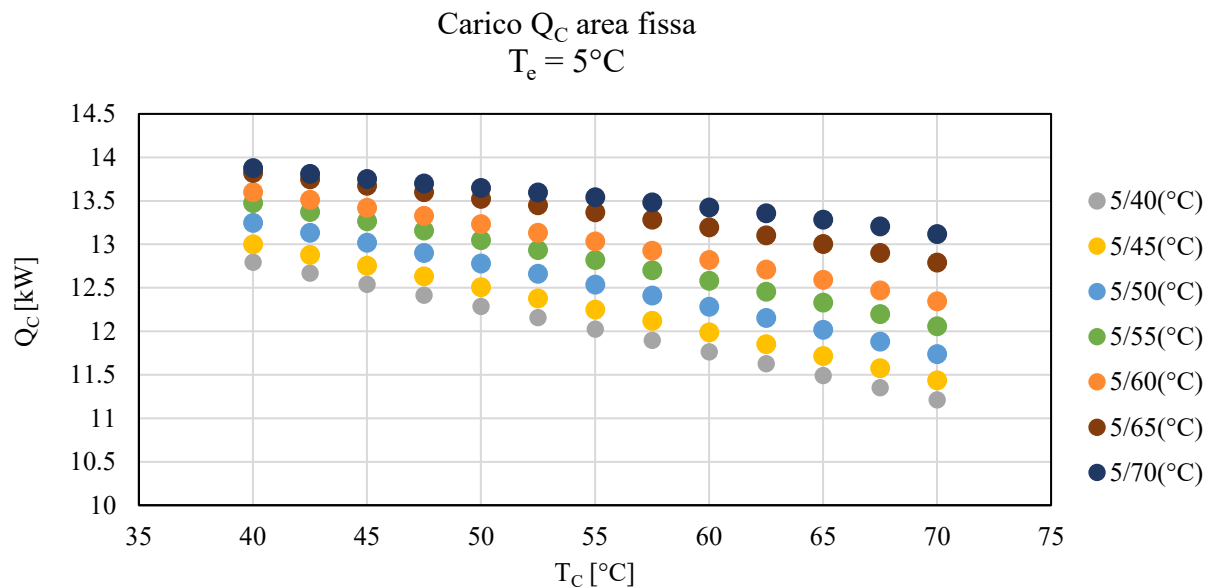


Figura 4.19: Carico scambiato al condensatore. Ciascuna serie rappresenta una pompa di calore con eiettore modellato per temperature di progetto corrispondenti al nome della serie.

Nelle figure 4.21, 4.22 la serie riportata con croce rosse indica i punti di funzionamento ottimale per ciascuna condizione operativa. Si osserva che i punti della serie coincidono con l'involuppo dei punti di massimo delle singole curve di funzionamento, ovvero con le prestazioni ottimali di ciascuna configurazione, quando opera nelle rispettive condizioni di progetto. Il rapporto di compressione fornito dall'eiettore è massimo al crescere dell'espansione disponibile, come descritto nei Paragrafi precedenti.

Al di fuori del punto di progetto il recupero di pressione decresce variando da -8.0 % per l'eiettore dimensionato per le condizioni 0/40 che lavora a 70°C in condensazione, al -12.5 % per quello dimensionato a 0/70 operante a 40 °C. Tale effetto somma le condizioni di fuori progetto con quelle intrinseche al funzionamento del dispositivo, meno efficace per ΔT inferiori.

Da notare per alcuni casi come l'utilizzo del ciclo con eiettore risulti controproducente nelle condizioni più sfavorevoli. (pressione al diffusore inferiore alla pressione di evaporazione).

In termini di COP si manifesta la medesima tendenza, ugualmente sfavorevole per i dispositivi dimensionati a temperatura maggiore (-10%) rispetto a quelli a temperatura minore (-4.7) smorzata dall'andamento crescente del carico termico scambiato.

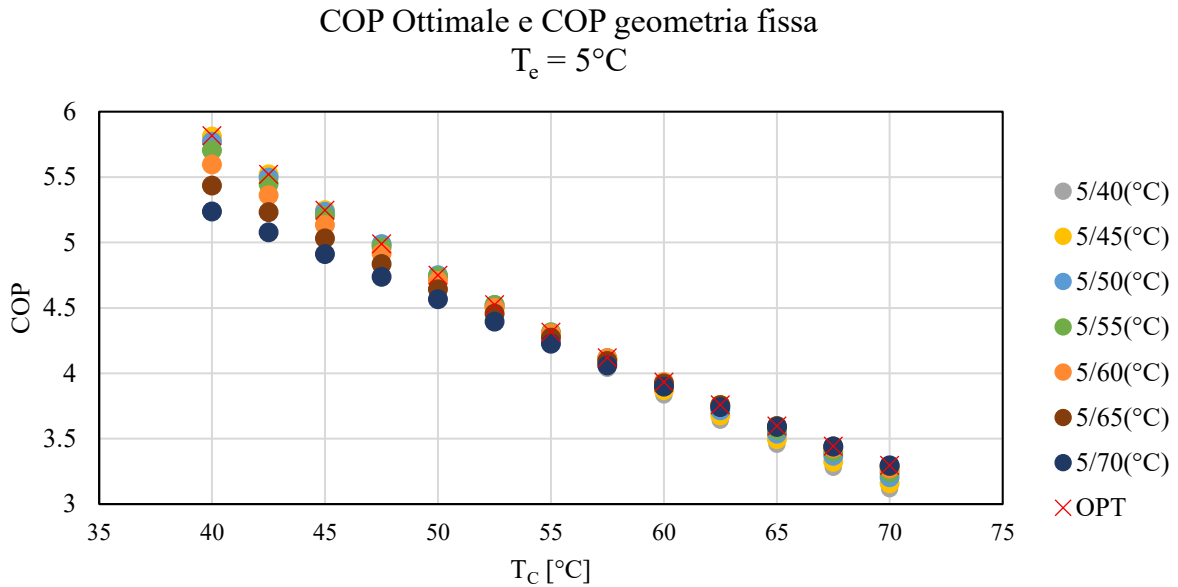


Figura 4.20: Coefficiente di prestazione. Ciascuna serie rappresenta una pompa di calore con eiettore modellato per temperature di progetto corrispondenti al nome della serie.

Si ricorda, non in figura, che il funzionamento dell'eiettore è ammesso ad una e una sola portata di alimentazione (che risulta dall'applicazione del metodo come sopra) richiesta per garantire il rispetto del bilancio di portata al separatore e un funzionamento regolare.

Senza indagare sulle modalità di regolazione di un impianto dotato di eiettore, è richiesto per ogni punto di funzionamento il compressore circoli almeno la portata richiesta dall'eiettore. Nell'ipotesi di non modificare le condizioni di alimentazione dell'ugello primario, la quota complementare a quella elaborata dall'eiettore, dovrà essere bypassata.

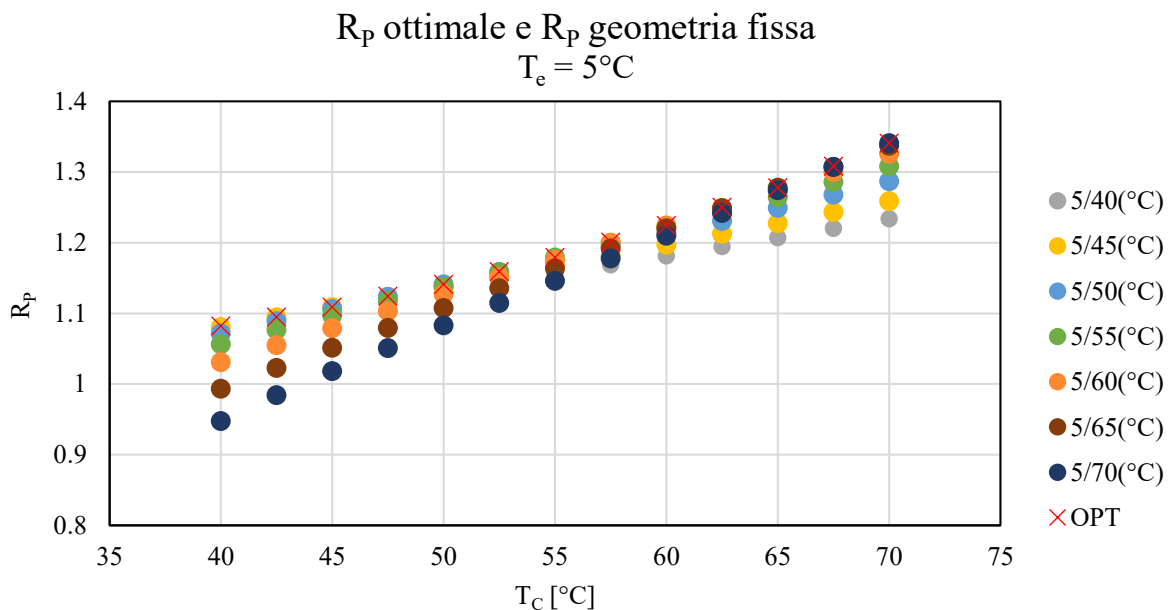


Figura 4.21 Rapporto id compressione. Ciascuna serie rappresenta una pompa di calore con eiettore modellato per temperature di progetto corrispondenti al nome della serie.

Si ribadisce che le osservazioni effettuate risentono delle ipotesi assunte nel modello. Le principali limitazioni per la stima del funzionamento dinamico sono legate alla assunzione di costanza dei rendimenti in tutto l'intervallo valutato e alla difficoltà di determinare le condizioni di moto sonico che inducono la condizione di choking, nella quale le portate attraverso gli ugelli rimangono bloccate.

Conclusioni

In questo lavoro di tesi è stato sviluppato un modello che permette di calcolare le prestazioni di una pompa di calore dotata di eiettore come organo di espansione, secondo le ipotesi formulate.

La soluzione proposta permette di prevedere le prestazioni in termini di incremento di pressione all'aspirazione del compressore con uno scarto inferiore al 3 % per i punti di validazione, facendo uso della calibrazione del metodo proposta. La stima del rapporto di trascinamento gode di inferiore confidenza nella previsione, limitandosi ad uno scarto del 6% rispetto ai dati sperimentali.

La presenza dell'eiettore consente per il funzionamento nelle condizioni di dimensionamento un incremento delle prestazioni riscontrato in tutto il campo di utilizzo proposto. I massimi incrementi di prestazione si riscontrano per i fluidi considerati, R134 e propano, agli estremi dell'intervallo di condizioni operative, dove è massima la differenza fra le temperature di condensazione e di evaporazione.

A condizioni operative fissate l'incremento del COP per la configurazione con eiettore raggiunge rispettivamente il +9 % con R134a e il +15% con propano rispetto al ciclo convenzionale nell'intervallo considerato.

Come diretta conseguenza il ciclo con eiettore permette di lavorare, per una fissata temperatura di evaporazione, a temperatura di condensazione maggiore conservando il medesimo COP del ciclo convenzionale.

Si evidenzia l'esistenza di condizioni operative che rendono non conveniente l'utilizzo dell'eiettore. Tali condizioni corrispondono a soluzioni in cui l'espansione entro gli ugelli dell'eiettore non consente un sufficiente recupero di pressione al diffusore.

L'analisi del funzionamento è proposta per condizioni operative proprie di una pompa di calore del tipo acqua/acqua abbinata ad una sorgente geotermica, per la quale la temperatura di evaporazione manifesta andamenti poco variabili nel corso dell'anno. La possibilità di calcolare l'incremento delle prestazioni rispetto alla soluzione tradizionale del ciclo a compressione di vapore permette di analizzare le possibilità d'impiego della soluzione entro soluzioni impiantistiche esistenti.

Il modello è utilizzabile per indagare le prestazioni con tutti i fluidi monocomponente al variare delle temperature di condensazione ed evaporazione, con la possibilità di valutare l'influenza di sottoraffreddamento e surriscaldamento in uscita dagli scambiatori.

Di necessità immediata è l'ampliamento delle validazioni contro dati sperimentali, peraltro di difficile reperimento per fluidi diversi dalla CO₂, per evolvere il modello e poter prevedere in maniera più concreta la dipendenza delle portate elaborate dalle condizioni operative.

Possibilità di miglioramento immediate nella modellazione dell'eiettore sono rivolte:

- alla definizione dell'efficienza del mescolamento fra le portate di fluido;

- alla stima della velocità del suono per il deflusso bifase per la stima delle condizioni di choking, provvidenziali nell'analisi dinamica del funzionamento dell'eiettore e della regolazione di un impianto che ne faccia uso;
- all'utilizzo di rendimenti variabili con le condizioni operative o mappe di funzionamento, prodotte da computazioni CFD validate, per calibrare il modello su campi di utilizzo più ampi;

Nomenclatura

Nomenclatura

c (m/s) velocità del suono;
 u (m/s) velocità media deflusso;
 M (-) numero di Mach;
 A (m²) sezione di attraversamento;
 t (K, °C) temperatura;
 p (Pa) pressione;
 ρ (kg/m³) densità;
 v (m³/kg) volume specifico;
 h (kJ/kg) entalpia;
 s (kJ/kg K) entropia;
 m_{sn} (kg/s) portata di massa flusso secondario;
 m_{mn} (kg/s) portata di flusso primario;
 R_c (-) rapporto di compressione;
 Q (kW) calore;
 W (kJ/kg) lavoro specifico;
 P (kW) potenza;
 w (-) rapporto di trascinamento;
 COP (kW/kW) coefficiente di prestazione;
 x (-) titolo

η (-) rendimento;

Pedici

l, liquido
v, vapore
mn, ugello primario
sn, ugello secondario
d, diffusore
ev, evaporatore
c, condensatore
cp, compressore
ov, globale
is, isentropico
el, elettrico
i, sezione di ingresso
o, sezione di uscita
sh, surriscaldamento
sh, sottoraffreddamento
ej, eiettore
opt, ottimale
b, sezione scarico ugelli
sat, saturazione
sep, separatore

Bibliografia

- Aidoun, Zine, et al. 2019.** *Current Advances in Ejector Modeling, Experimentation and Applications for Refrigeration and Heat Pumps. Part 1: Single-Phase Ejectors.* s.l. : Multidisciplinary Digital Publishing Institute, 2019. p. 15. Vol. 4. 2411-5134.
- **2019.** *Current advances in ejector modeling, experimentation and applications for refrigeration and heat pumps. Part 2: Two-phase ejectors.* s.l. : MDPI Multidisciplinary Digital Publishing Institute, 2019. Vol. 4. 2411-5134.
- Atmaca, Ayşe Uğurcan, Ereğ, Aytunç e Ekren, Orhan. 2019.** *Impact of the mixing theories on the performance of ejector expansion refrigeration cycles for environmentally-friendly refrigerants.* s.l. : Elsevier Ltd, 2019. p. 211-225. Vol. 97. 01407007.
- Atmaca, Ayşe Uğurcan, Ereğ, Aytunç e Ekren, Orhan. 2017.** *Investigation of new generation refrigerants under two different ejector mixing theories.* s.l. : Elsevier Ltd, 2017. p. 394-401. Vol. 136. 18766102.
- **2019.** *Preliminary design of the two-phase ejector under constant area mixing assumption for 5 kW experimental system.* s.l. : EDP Sciences, 2019. Vol. 103. 22671242.
- Besagni, Giorgio, Croci, Lorenzo e Viani, Silvano. 2019.** *Architetture di pompe di calore ad alta temperatura in relazione ai refrigeranti impiegabili.* 2019.
- Besagni, Giorgio, Mereu, Riccardo e Inzoli, Fabio. 2016.** *Ejector refrigeration: A comprehensive review.* s.l. : Pergamon, 2016. p. 373-407. Vol. 53. 1364-0321.
- Bilir Sag, N., et al. 2015.** *Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities.* s.l. : Elsevier Ltd, 2015. p. 184-194. 01968904.
- Bilir Sag, Nagihan e Ersoy, H. Kursad. 2016.** *Experimental investigation on motive nozzle throat diameter for an ejector expansion refrigeration system.* s.l. : Elsevier Ltd, 2016. p. 1-12. Vol. 124. 01968904.
- Bilir, Nagihan e Ersoy, H. Kursad. 2009.** *Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector.* 2009. p. 469-480. Vol. 33. 0363907X.
- Bordignon, Sara, et al. 2021.** *Energy analysis of different configurations for a reversible ground source heat pump using a new flexible TRNSYS Type.* s.l. : Pergamon, 2021. p. 117413. Vol. 197. 1359-4311.
- Diaconu, Bogdan M. 2012.** *Energy analysis of a solar-assisted ejector cycle air conditioning system with low temperature thermal energy storage.* s.l. : Pergamon, 2012. p. 266-276. Vol. 37. 0960-1481.
- Dopazo, J. Alberto e Fernández-Seara, José. 2011.** *Experimental evaluation of an ejector as liquid re-circulator in an overfeed NH₃ system with a plate evaporator.* s.l. : Elsevier, 2011. p. 1676-1683. Vol. 34. 0140-7007.

- Eames, Ian W. 2002.** *A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method.* s.l. : Pergamon, 2002. p. 121-131. Vol. 22. 1359-4311.
- Elbel, Stefan e Hrnjak, Pega. 2008.** *Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation.* s.l. : Elsevier, 2008. p. 411-422. Vol. 31. 0140-7007.
- Elbel, Stefan e Lawrence, Neal. 2016.** *Review of recent developments in advanced ejector technology.* s.l. : Elsevier Ltd, 2016. p. 1-18. Vol. 62. 01407007.
- Ersoy, H. Kursad e Bilir Sag, Nagihan. 2014.** *Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander.* s.l. : Elsevier, 2014. p. 97-110. Vol. 43. 0140-7007.
- Gay, N H. 1926.** *Refrigerating system.* 1926.
- Harrell, Greg S. 2007.** *Testing and modeling of a two-phase ejector.* s.l. : Virginia Tech, 2007.
- Hassanain, M, Elgendy, E e Fatouh, M. 2015.** *Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation.* s.l. : Elsevier Ltd, 2015. p. 1-13. Vol. 58. 01407007.
- Keenan, J. H., Neumann, E. P. e Lustwerk, F. 1950.** *An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment.* s.l. : American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 1950. p. 299-309. Vol. 17. 0021-8936.
- Kemper, Clarence A., Harper, George F. e Brown, George A. 1966.** *Multiple-phase ejector refrigeration system.* 1966.
- Kornhauser, A A. 1991.** *Purdue e-Pubs The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander.* 1991.
- Lawrence, Neal e Elbel, Stefan. 2015.** *Mathematical modeling and thermodynamic investigation of the use of two-phase ejectors for work recovery and liquid recirculation in refrigeration cycles.* s.l. : Elsevier, 2015. p. 41-52. Vol. 58. 0140-7007.
- Li, Daqing e Groll, Eckhard A. 2005.** *Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device.* s.l. : Elsevier, 2005. p. 766-773. Vol. 28. 0140-7007.
- 2005.**
- Pottker, Gustavo e Hrnjak, Pega. 2015.** *Ejector in R410A vapor compression systems with experimental quantification of two major mechanisms of performance improvement: Work recovery and liquid feeding.* s.l. : Elsevier, 2015. p. 184-192. Vol. 50. 0140-7007.
- Pridasawas, Wimolsiri e Lundqvist, Per. 2007.** *A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant.* 2007. p. 840-850. Vol. 30. 01407007.
- Sarkar, J. 2009.** *Performance characteristics of natural-refrigerants-based ejector expansion refrigeration cycles.* 2009. p. 543-550.
- Seckin, Candeniz. 2017.** *Parametric Analysis and Comparison of Ejector Expansion Refrigeration Cycles with Constant Area and Constant Pressure Ejectors.* s.l. : American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2017. Vol. 139. 15288994.
- Selvaraju, A. e Mani, A. 2004.** *Analysis of a vapour ejector refrigeration system with environment friendly refrigerants.* s.l. : Elsevier Masson SAS, 2004. p. 915-921. 12900729.

Zhang, Zhenying, et al. 2020. *Progress in ejector-expansion vapor compression refrigeration and heat pump systems.* s.l. : Pergamon, 2020. p. 112529. Vol. 207. 0196-8904.