



Ricerca di Sistema elettrico

Calcolo dei coefficienti di scambio termico bifase e modellazione di una pompa di calore con fluidi a basso GWP

S. Bortolin, M. Azzolin, D. Menegon, L. Moro, D. Del Col

CALCOLO DEI COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO BIFASE E MODELLAZIONE DI UNA POMPA DI CALORE CON FLUIDI A BASSO GWP

S. Bortolin, M. Azzolin, D. Menegon, L. Moro, D. Del Col, (Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria Industriale)
Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero della Transizione Ecologica - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo: Tecnologie

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

Work package: Pompe di calore

Linea di attività: Attività su refrigeranti a basso GWP: Correlazioni per il calcolo dei coefficienti di scambio termico e modellazione della pompa di calore

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "*Caratterizzazione sperimentale di fluidi refrigeranti di nuova generazione*"

Responsabile scientifico ENEA: Andrea Mariani

Responsabile scientifico Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Padova: Davide Del Col

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
1.1 OBIETTIVI	5
1.2 LA SOSTITUZIONE DEI FLUIDI REFRIGERANTI NELLE POMPE DI CALORE	6
2 DESCRIZIONE DEL DATABASE SPERIMENTALE UTILIZZATO PER LA VALIDAZIONE DEI MODELLI DI SCAMBIO TERMICO E DI PERDITE DI CARICO	7
2.1 REFRIGERANTI UTILIZZATI	8
3 DESCRIZIONE DEI MODELLI	11
3.1 MODELLI PER IL CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO IN CONDENSAZIONE	11
3.1.1 <i>Correzione del coefficiente di scambio termico in condensazione nel caso di miscele zeotropiche</i>	13
3.2 MODELLI PER IL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO IN VAPORIZZAZIONE	15
3.2.1 <i>Correzione del coefficiente di scambio termico in vaporizzazione nel caso di miscele zeotropiche</i>	17
3.3 MODELLI PER LA VALUTAZIONE DELLE PERDITE DI CARICO BIFASE	18
4 VALIDAZIONE DEI MODELLI PER LO SCAMBIO TERMICO IN CONDENSAZIONE	21
4.1 CONFRONTO CON I DATI SPERIMENTALI DURANTE LA CONDENSAZIONE NELLA SEZIONE DA 3.38 MM	21
4.2 CONFRONTO CON I DATI SPERIMENTALI DURANTE LA CONDENSAZIONE IN UN MINICANALE AVENTE DIAMETRO PARI A 0.96 MM	24
4.2.1 <i>Confronto con modelli corretti nel caso di miscele zeotropiche</i>	27
5 VALIDAZIONE DEI MODELLI PER LA VAPORIZZAZIONE	29
5.1 VAPORIZZAZIONE INTERNO TUBO CON DIAMETRO 0.96 MM	29
5.1.1 <i>Confronto con i modelli corretti nel caso di miscele zeotropiche</i>	31
6 MODELLI PER IL CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO BIFASE PER ATTRITO	33
7 MODELLO NUMERICO DI UNA POMPA DI CALORE DOMESTICA CHE UTILIZZA NUOVI FLUIDI A BASSO GWP	36
7.1 DESCRIZIONE DEI DUE PROTOTIPI DI POMPE DI CALORE DISPONIBILI PRESSO ENEA	36
7.2 SCHEMA D'IMPIANTO	36
7.3 DESCRIZIONE DEL MODELLO DELLA POMPA DI CALORE	37
7.3.1 <i>Compressore</i>	37
7.3.2 <i>Batteria alimentata</i>	41
7.3.3 <i>Scambiatore di calore a piastre (condensatore)</i>	47
7.3.4 <i>Scambiatore di calore rigenerativo</i>	50
7.3.5 <i>Separatore d'olio</i>	51
8 VALIDAZIONE DEL MODELLO DELLA POMPA DI CALORE	53
8.1 VALIDAZIONE DEL MODELLO PER IL PROTOTIPO #1 UTILIZZANDO I TEST CONDOTTI DA ENEA IN CAMERA CLIMATICA CON IL FLUIDO R1234ze(E)	53
8.2 VALIDAZIONE DEL MODELLO CON IL PROTOTIPO #2 UTILIZZANDO I TEST CONDOTTI DA ENEA IN CAMERA CLIMATICA CON R452B E R454B	54
9 SIMULAZIONE DEL FUNZIONAMENTO DELLA POMPA DI CALORE CON FLUIDI A BASSO GWP	56
9.1 PROTOTIPO #1 OPERANTE CON R1234ze(E)	56
9.2 PROTOTIPO #2 OPERANTE CON R410A, R452B E R454B	60
10 CONCLUSIONI	64
11 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	66
12 NOMENCLATURA	68
13 APPENDICE B: CURRICULUM SCIENTIFICO DEL GRUPPO DI LAVORO	72

Sommario

In questo documento sono presentati i risultati dell'attività di ricerca che ha avuto due obiettivi principali. Il primo obiettivo è quello di presentare e validare dei metodi per il calcolo dei coefficienti di scambio termico bifase (condensazione, vaporizzazione) e le perdite di carico bifase all'interno di canali con nuovi refrigeranti (puri e miscele) a basso *Global Warming Potential* (GWP). Questa prima parte dell'attività di ricerca è descritta nelle Sezioni 2-6 del presente report. Il secondo obiettivo è di realizzare un modello numerico di due prototipi di pompe di calore operanti con fluidi a basso (GWP). I risultati di questa attività sono descritti nelle Sezioni 7-9 del presente report.

Per quanto riguarda la validazione delle correlazioni per lo scambio termico bifase e le perdite di carico è stato utilizzato un database che comprende dati misurati in canali orizzontali lisci aventi diametro interno pari a 0.96 mm e 3.38 mm. Sono stati considerati fluidi puri (R1234ze(E), $GWP_{100 \text{ anni}} < 1$), miscele azeotropiche (R515B, $GWP = 299$), miscele quasi-azeotropiche (R450A, $GWP = 457$; R452B, $GWP = 676$) e una miscela non-azeotropica costituita da R32 e R1234ze(E) con composizione 75/24% in massa e $GWP = 507$. Il database utilizzato è composto complessivamente da 1290 punti sperimentali. Poiché per le miscele non-azeotropiche è presente una resistenza addizionale dovuta al trasporto di massa, le correlazioni presentate in questo report includono anche metodi per tenere conto di questo effetto sia durante la vaporizzazione che durante la condensazione interno tubo.

Nella seconda parte dell'attività di ricerca viene presentato un modello numerico per una pompa di calore che opera con nuovi refrigeranti a basso GWP. Si tratta nello specifico di una pompa di calore aria-acqua adatta all'uso domestico (potenza nominale in riscaldamento 4 kW). Si è realizzato in codice Matlab® un modello fisico della pompa di calore che permette di simulare il funzionamento della macchina a partire dai suoi componenti principali (compressore, scambiatori di calore). Il modello è stato poi validato utilizzando dei dati sperimentali misurati in camera climatica da ENEA su due prototipi di pompa di calore. Il Prototipo #1 utilizza il fluido a media pressione R1234ze(E) ($GWP < 1$) mentre il Prototipo #2 è stato progettato per funzionare con i seguenti due fluidi ad alta pressione: R452B ($GWP = 676$) e R454B ($GWP = 467$). Nell'ambito delle pompe di calore, R1234ze(E) è un possibile sostituto di R134a mentre R452B e R454B sono entrambi sostituiti di R410A. Dopo la validazione, il modello è stato utilizzato per predire le prestazioni della pompa di calore in diverse condizioni operative.

1 Introduzione

Il presente lavoro costituisce un rapporto tecnico realizzato nel quadro dell'Accordo di collaborazione tra il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova e ENEA. L'Accordo di collaborazione ha come oggetto l'attività di ricerca dal titolo: "Caratterizzazione sperimentale di fluidi refrigeranti di nuova generazione". Le attività oggetto del presente Accordo di collaborazione si inseriscono nell'ambito del Progetto di Ricerca 1.7 "Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico" come riportato nel Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021.

In particolare, il presente report è redatto allo scopo di illustrare i risultati conseguiti durante lo svolgimento della linea di attività LA-6 dal titolo "Correlazioni per il calcolo dei coefficienti di scambio termico e modellazione della pompa di calore". La linea di attività LA-6 è inserita nel Work Package WP-3 "Pompe di Calore".

Il documento è articolato in otto sezioni principali che descrivono in dettaglio l'attività svolta. In particolare, le Sezioni 2-6 presentano la validazione delle correlazioni per il calcolo dei coefficienti di scambio termico bifase e delle perdite di carico all'interno di canali con fluidi a basso GWP. Le Sezioni 7-9 presentano un modello per la simulazione di una pompa di calore domestica aria-acqua. Il modello è stato validato utilizzando dati sperimentali ottenuti in camera climatica presso ENEA con due prototipi di pompa di calore.

1.1 Obiettivi

L'utilizzo di pompe di calore nel settore domestico costituisce un'opportunità fondamentale per un crescente impiego del vettore elettrico sul territorio nazionale. Le pompe di calore che operano secondo cicli inversi a compressione di vapore possono essere responsabili di emissioni in atmosfera di gas ad effetto serra. Queste emissioni si possono distinguere in due tipologie: emissioni indirette legate alla CO₂ generata in seguito alla produzione dell'energia elettrica necessaria al funzionamento della pompa di calore ed emissioni dirette dovute all'impiego di fluidi refrigeranti.

La maggior parte dei fluidi attualmente utilizzati nelle pompe di calore sono idrofluorocarburi (HFC) che presentano elevati valori di GWP (*Global Warming Potential*). Per esempio, R134a e R410A hanno un GWP (a 100 anni) uguale rispettivamente a 1300 e 1923. Si sta assistendo ad un graduale processo di sostituzione dei fluidi frigorigeni attualmente impiegati con fluidi sintetici o naturali a basso GWP. Per quanto riguarda i fluidi sintetici, le idrofluoroolefine (HFO) o le miscele di HFC e HFO sono considerate come possibili sostituti per i fluidi attualmente impiegati ad elevato potenziale di riscaldamento globale. In molti casi, la semplice sostituzione del fluido nella macchina con uno a minore GWP (drop-in) non è sufficiente a mantenere invariate le prestazioni della pompa di calore in termini di capacità e di coefficiente di effetto utile. Spesso si rende quindi necessaria la sostituzione o la riprogettazione di alcuni componenti della pompa di calore. La riprogettazione delle macchine per poter operare con fluidi a basso GWP richiede la disponibilità di modelli di calcolo che consentano di predire le prestazioni della pompa di calore e in particolare di ridurre l'attività sperimentale di prototipazione che solitamente è dispendiosa in termini di tempo e di costi. I modelli numerici delle macchine per essere utilizzati con diversi tipi di fluido e con diverse geometrie degli scambiatori di calore richiedono un approccio basato sulla modellizzazione fisica dei componenti (e in particolare degli scambiatori di calore). Bisogna quindi avere a disposizione delle correlazioni validate per il calcolo dei coefficienti di scambio termico in condensazione e in vaporizzazione e per il calcolo delle perdite di carico bifase.

In questo contesto si inserisce la linea di attività LA-6 dal titolo "Correlazioni per il calcolo dei coefficienti di scambio termico e modellazione della pompa di calore". Il presente documento riporta gli esiti dell'attività di ricerca condotta presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova. L'attività ha avuto inizio considerando un ampio database sperimentale disponibile all'Università degli Studi di Padova la cui costruzione è descritta in dettaglio un report precedente (RdS/PTR(2020)/011). Sono quindi stati selezionati dei modelli per il calcolo dei coefficienti di scambio termico durante la condensazione e la vaporizzazione interno tubo. Sono state anche considerate le correlazioni per il calcolo delle perdite di carico bifase per attrito. Poiché il database sperimentale comprende anche miscele a comportamento non-azeotropico (che presentano una variazione – *glide* – di temperatura durante il cambiamento di fase

isobaro) sono stati proposti dei metodi di calcolo per tener conto della resistenza addizionale al trasporto di massa che è presente nel caso di queste miscele. Un obiettivo è stato quindi quello di validare queste correlazioni con il database disponibile, in modo da avere a disposizione degli strumenti per il dimensionamento degli scambiatori di calore che possono essere usati con le nuove miscele a basso GWP.

Nella seconda parte dell'attività di ricerca si è poi realizzato un modello della pompa di calore che si basa sulla modellazione fisica degli scambiatori di calore. A differenza di altri modelli più semplici e basati per esempio su *look-up table*, questo modello consente di simulare il funzionamento della pompa di calore con diversi tipi di refrigeranti e inoltre fornisce una metodologia di calcolo che può essere estesa anche ad altre tipologie di pompe di calore.

Il modello è stato validato utilizzando nuovi dati sperimentali ottenuti da ENEA in camera climatica su due prototipi di pompa di calore. In particolare, il Prototipo #1 opera con l'idrofluoroolefina R1234ze(E) ($GWP_{100\text{-years}} < 1$), mentre il Prototipo #2 utilizza i due seguenti nuovi fluidi: R452B ($GWP_{100\text{-years}} = 676$) e R454B ($GWP_{100\text{-years}} = 467$). Entrambe le macchine sono dotate di compressore alternativo semi-ermetico con inverter. Una volta validato il modello si è proceduto con la simulazione del funzionamento della macchina con i fluidi a basso GWP in diverse condizioni operative e con il confronto con le prestazioni ottenute con i fluidi R134a e R410A che le nuove olefine andranno a sostituire.

1.2 La sostituzione dei fluidi refrigeranti nelle pompe di calore

Stiamo assistendo ad un progressivo processo di sostituzione dei fluidi refrigeranti ad elevato effetto serra attualmente impiegati nelle pompe di calore. Per poter valutare il contributo di un fluido all'effetto serra è stato introdotto l'indice GWP (*Global Warming Potential*) che prende come riferimento l'anidride carbonica alla quale viene assegnato un valore di GWP pari a 1. Il Regolamento europeo 517/2014 (F-gas) e l'emendamento di Kigali al protocollo di Montreal stabiliscono una graduale eliminazione dei fluidi refrigeranti HFC (idrofluorocarburi) ad elevato GWP. Oltre a valutazioni sul GWP, quando si prende in esame un fluido refrigerante, è necessario considerare anche eventuali problematiche di sicurezza. La classificazione ASHRAE distingue quattro differenti classi: CLASSE A1 (non infiammabile); CLASSE A2L (debole infiammabilità); CLASSE A2 (bassa infiammabilità); CLASSE A3 (infiammabile). I refrigeranti HFC, come R134a, rientrano generalmente in classe A1. Invece, fluidi HFO puri come R1234yf e R1234ze(E) rientrano in classe A2L, presentando una debole infiammabilità.

Considerando le pompe di calore, R134a e R410A sono stati tra i fluidi maggiormente impiegati nelle macchine. A causa del loro elevato valore di GWP l'industria sta lavorando alla loro sostituzione. Per quanto riguarda i sostituti di R134a, sono possibili diverse alternative. Possiamo distinguere delle soluzioni a lungo periodo (es. R1234ze(E)) che utilizzano fluidi con $GWP_{100\text{-years}} < 1$ di classe A2L (leggermente infiammabili) ma che richiedono anche delle modifiche alle macchine esistenti, oppure delle soluzioni considerate a più breve periodo che richiedono poche modifiche dell'impianto ma presentano valori di GWP più elevati. Altri possibili sostituti sono le miscele contenenti R1234ze(E) come ad esempio R515B (miscela binaria R1234ze(E)/R227ea con frazioni di massa 91.1/8.9, $GWP_{100\text{-years}} = 298$) e R450A (miscela binaria R134a/R1234ze(E) con frazioni di massa 42/58, $GWP_{100\text{-years}} = 546$).

Il processo di sostituzione del fluido R410A invece risulta più complicato. Sono state individuate due soluzioni sul breve periodo. La prima è la sostituzione di R410A con R32 (fluido puro, classe A2L, $GWP_{100\text{-years}} = 677$), mentre la seconda è la sostituzione di R410A con miscele costituite prevalentemente da R32 e da un'olefina (R1234ze(E) o R1234yf). Tra queste miscele possiamo menzionare i nuovi fluidi R452B (miscela ternaria R32/R125/R1234yf con frazioni di massa 67/7/26, $GWP_{100\text{-years}} = 676$) e R454B (miscela binaria R32/R1234yf con frazioni di massa 68.9/31.1, $GWP_{100\text{-years}} = 467$). Sia R32 che queste due miscele appartengono alla classe A2L. Considerando invece soluzioni a più lungo periodo, fluidi sintetici ad alta pressione con GWP vicino all'unità non sono al momento disponibili.

2 Descrizione del database sperimentale utilizzato per la validazione dei modelli di scambio termico e di perdite di carico

Il database utilizzato nel presente lavoro è composto da coefficienti di scambio termico ottenuti sperimentalmente durante la condensazione e la vaporizzazione di fluidi puri e di miscele di refrigeranti a basso Potenziale di Riscaldamento Globale (*Global Warming Potential*, GWP) all'interno di canali di piccolo diametro. I test sperimentali sono stati svolti utilizzando due sezioni sperimentali per la misura dei coefficienti di scambio termico: una con diametro interno uguale a 0.96 mm e una con diametro interno pari a 3.38 mm. In aggiunta, è stato anche creato un database contenente i valori sperimentali delle perdite di carico durante il deflusso adiabatico bifase ottenuti in una specifica sezione sperimentale di diametro interno pari a 0.96 mm.

I test sperimentali sono stati condotti utilizzando un apparato sperimentale disponibile presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova, descritto in dettaglio nel precedente report Rds/PTR(2020)/011 [1] e le cui principali caratteristiche sono state qui in seguito riassunte per comodità.

L'apparato sperimentale utilizzato per lo svolgimento dei test consiste in un circuito principale in cui scorre il refrigerante e in tre circuiti ausiliari che utilizzano acqua. Il circuito del refrigerante è un circuito senza olio che comprende varie sezioni sperimentali. Il volume interno del circuito primario può essere variato tramite un vaso di espansione a membrana riempito con azoto. I tre circuiti ausiliari ad acqua sono accoppiati al circuito primario tramite scambiatori di calore tubo-in-tubo in controcorrente, sono tra loro indipendenti e permettono di regolare la portata e la temperatura dell'acqua. Durante lo svolgimento dei test sperimentali, il refrigerante sottoraffreddato all'uscita dal post-condensatore passa attraverso una pompa ad ingranaggi e successivamente entra in un misuratore di portata ad effetto Coriolis. Dopo il misuratore di portata, il refrigerante attraversa uno scambiatore di calore tubo-in-tubo che viene utilizzato per controllare le condizioni termodinamiche del fluido refrigerante in ingresso alle sezioni di misura. Dopo aver attraversato lo scambiatore tubo-in-tubo, il refrigerante fluisce attraverso una delle tre sezioni di misura, poste in parallelo i cui ingressi e uscite sono controllati da valvole a sfera. Una volta uscito dalle sezioni di misura, il refrigerante viene completamente condensato e sottoraffreddato nel post condensatore, utilizzando come fluido secondario l'acqua proveniente da un apposito bagno termostatico. Un ulteriore bagno termostatico è utilizzato per alimentare la sezione di misura dei coefficienti di scambio termico o la pre-sezione per la misura delle perdite di carico. Per quanto riguarda lo scambiatore tubo-in-tubo posto prima della sezione di misura, anch'esso utilizza acqua come fluido secondario. Questa viene fornita da un sistema dotato di quattro resistenze elettriche di cui una variabile per poter riscaldare l'acqua fino alla temperatura desiderata durante i test.

Le sezioni utilizzate per i test sono tre:

- Sezione sperimentale di diametro interno pari a 3.38 mm per la misura dei coefficienti di scambio termico;
- Sezione sperimentale di diametro interno pari a 0.96 mm per la misura dei coefficienti di scambio termico;
- Sezione sperimentale di diametro interno pari a 0.96 mm per la misura delle perdite di carico durante il deflusso adiabatico.

Tutti i test condotti in condensazione sono stati effettuati alla temperatura di saturazione media di 40 °C, mentre i test in vaporizzazione sono stati condotti alla temperatura di saturazione media di 30 °C. Per quanto riguarda la misura delle perdite di carico bifase, anch'esse sono state valutate alla temperatura di saturazione media di 40 °C. Per ogni sezione di misura, sono stati svolti test a diversi valori di portata specifica di refrigerante. I test in condensazione nella sezione da 3.38 mm sono stati svolti con una portata specifica variabile da 100 kg m⁻² s⁻¹ a 300 kg m⁻² s⁻¹, mentre i test svolti in condensazione nella sezione di diametro interno 0.96 mm sono stati realizzati con portata specifica variabile da 150 kg m⁻² s⁻¹ a 800 kg m⁻²

s⁻¹. I coefficienti di scambio termico in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm sono stati misurati con portata specifica variabile tra 300 kg m⁻² s⁻¹ e 600 kg m⁻² s⁻¹. Infine, per i test per la valutazione delle perdite di carico in regime adiabatico, le portate specifiche considerate sono state pari a 200 kg m⁻² s⁻¹ e 400 kg m⁻² s⁻¹.

La Tabella 2.1 riporta il numero di dati che compongono i database sperimentale e le condizioni operative principali a cui sono state condotte le prove. In totale si hanno a disposizione 1290 punti sperimentali tra coefficienti di scambio termico e perdite di carico. Il database dei coefficienti di scambio termico durante la condensazione è composto da 307 punti per la sezione con diametro interno pari a 3.38 mm e 199 punti per la sezione con diametro interno pari a 0.96 mm. Il database dei coefficienti di scambio termico durante la vaporizzazione nella sezione con diametro interno pari a 0.96 mm è composto da 736 punti. Il database delle perdite di carico è composto da 48 punti sperimentali. Maggiori informazioni sui test svolti si possono reperire in [1].

Tabella 2.1. Principali condizioni operative e numero dei dati raccolti durante le prove sperimentali condotte nelle varie sezioni sperimentali.

Refrigerante	Pressione [bar]	Portate specifiche testate [kg m ⁻² s ⁻¹]	Numero di punti
TEST IN CONDENSAZIONE ALLA TEMP. DI SATURAZIONE MEDIA DI 40 °C NELLA SEZIONE DA 3.38 mm			
R1234ze(E)	7.7	100, 120, 150, 200, 300	117
R515B	7.6	100, 150, 200, 300	104
R450A	8.9	100, 150, 200, 300	86
TEST IN CONDENSAZIONE ALLA TEMP. DI SATURAZIONE MEDIA DI 40 °C NELLA SEZIONE DA 0.96 mm			
R515B	7.6	200, 300, 400, 600	44
R450A	8.9	200, 300, 400, 600	44
R32/R1234ze(E)	21.8	150, 200, 300, 400, 600, 800	64
R452B	22.9	100, 200, 400, 600, 800	47
TEST IN VAPORIZZAZIONE ALLA TEMP. DI SATURAZIONE MEDIA DI 30 °C NELLA SEZIONE DA 0.96 mm			
R450A	6.8	300, 400, 500, 600	242
R32/R1234ze(E)	16.9	300, 400, 500, 600	494
TEST PERDITE DI CARICO BIFASE ALLA TEMP. DI SATURAZIONE MEDIA DI 40 °C NELLA SEZIONE DA 0.96 mm			
R515B	7.6	200, 400	28
R450A	8.9	200, 400	20

2.1 Refrigeranti utilizzati

Il database utilizzato nel presente lavoro è costituito da punti sperimentali ottenuti con diversi fluidi refrigeranti. Tutti i fluidi utilizzati presentano un GWP relativamente basso se comparato a quello degli idrofluorocarburi attualmente utilizzati come fluidi operativi nelle pompe di calore e nelle macchine per il condizionamento dell'aria e dei quali costituiscono dei possibili sostituti. Le principali proprietà termodinamiche e di trasporto dei fluidi del presente database sono descritte nelle tabelle sottostanti (Tabella 2.2 e Tabella 2.3). Queste proprietà sono state calcolate con il software REFPROP 10.0 [2]. Le proprietà sono riportate alle due temperature di saturazione utilizzate nei test.

L'unico refrigerante puro presente nel database è R1234ze(E), idrofluoroolefina che presenta un valore di GWP_{100-anni} <1 ed è classificata A2L "leggermente infiammabile" secondo ASHRAE [3]. Per questo motivo, diverse miscele contenenti R1234ze(E) sono state proposte per ottenere un fluido di categoria A1 cioè non infiammabile e non tossico. Nel presente lavoro, vengono considerate le miscele R515B e R450A, che sono composte da R1234ze(E) e altri fluidi e risultano classificate come A1. In particolare: R515B è una miscela binaria azeotropica composta da R1234ze(E) e R277ea in frazione massica 0.911/0.089 e presenta GWP_{100-anni} = 299; R450A è una miscela quasi-azeotropica composta per il 42% da R134a e per il restante 58% da R1234ze(E), presenta un glide di temperatura pari a 0.63 K a 9 bar. Nel presente database è presente anche una miscela binaria di R32 e R1234ze(E) in composizione massica 75/25%, che presenta un GWP a 100 anni

pari a 507. In questo caso, la miscela presenta un glide di temperatura pari a circa 3 K alla pressione di 22 bar.

Tabella 2.2. Proprietà termodinamiche e di trasporto dei refrigeranti testati, calcolate con REFPROP 10.0 [2], alla temperatura di saturazione media di 40 °C.

		R1234ze(E)	R515B	R450A	R32/R1234ze(E)
pressione	[bar]	7.66	7.62	8.94	21.78
temperatura di bolla	[°C]	40	40	39.69	38.48
temperatura di rugiada	[°C]	40	40	40.32	41.53
glide di temperatura	[K]	-	-	0.63	3.05
densità del liquido	[kg m ⁻³]	1111.50	1128.30	1122.90	947.50
densità del vapore	[kg m ⁻³]	40.64	41.66	46.07	70.90
calore latente	[kJ kg ⁻¹]	154.80	150.17	157.26	217.98
conducibilità termica liquido	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	69.21	68.30	71.09	106.13
conducibilità termica vapore	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	14.95	15.28	15.40	17.88
viscosità dinamica del liquido	[μPa s]	157.89	159.88	157.41	103.37
viscosità dinamica del vapore	[μPa s]	13.15	13.09	12.71	14.07
tensione superficiale	[mN m ⁻¹]	6.91	6.81	6.47	5.09

Tabella 2.3. Proprietà termodinamiche e di trasporto dei refrigeranti testati, calcolate con REFPROP 10.0 [2], alla temperatura di saturazione media di 30 °C.

		R1234ze(E)	R515B	R450A	R32/R1234ze(E)
pressione	[bar]	5.78	5.75	6.77	16.91
temperatura di bolla	[°C]	30	30	29.68	28.41
temperatura di rugiada	[°C]	30	30	30.32	31.62
glide di temperatura	[K]	0	0	0.64	3.20
densità del liquido	[kg m ⁻³]	1146.40	1163.90	1160.60	992.83
densità del vapore	[kg m ⁻³]	30.52	31.29	34.59	53.41
calore latente	[kJ kg ⁻¹]	163.06	158.24	166.35	236.87
conducibilità termica liquido	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	72.52	71.57	74.80	112.73
conducibilità termica vapore	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	14.02	14.37	14.40	15.74
viscosità dinamica del liquido	[μPa s]	178.89	181.27	178.49	116.65
viscosità dinamica del vapore	[μPa s]	12.53	12.48	12.22	13.37
tensione superficiale	[mN m ⁻¹]	8.21	8.09	7.76	6.64

In aggiunta ai dati sperimentali ottenuti con questi fluidi e presentati nel report precedente, nel presente database sono stati aggiunti dei dati di coefficienti di scambio termico ottenuti durante la condensazione della miscela R452B all'interno della sezione con diametro interno pari a 0.96 mm. La miscela R452B, è una miscela ternaria composta da R32, R125 e R1234yf con composizione massica 0.67/0.07/0.26. Presenta un $GWP_{100\text{-anni}} = 676$. Rientra nella categoria a A2L. Le sue proprietà alla temperatura di saturazione di 40 °C sono riportate in Tabella 2.4 (si riportano solo quelle a 40 °C in quanto il fluido non è stato usato per test in vaporizzazione).

La Tabella 2.5 riassume le condizioni operative dei test sperimentali condotti durante la condensazione di R452B nella sezione con diametro uguale a 0.96 mm. Maggiori dettagli riguardo ai test sperimentali, le tecniche sperimentali, le incertezze di misura sono riportate nel report precedente [1].

Tabella 2.4. Proprietà termodinamiche e di trasporto per R452B, calcolate con REFPROP 10.0 [2], alla temperatura di saturazione media pari a 40 °C.

		R452B
pressione	[bar]	22.9
temperatura di bolla	[°C]	39.49
temperatura di rugiada	[°C]	40.61
glide di temperatura	[K]	1.12
densità del liquido	[kg m ⁻³]	924.45
densità del vapore	[kg m ⁻³]	82.58
calore latente	[kJ kg ⁻¹]	192.21
conducibilità termica liquido	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	94.73
conducibilità termica vapore	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	18.76
viscosità dinamica del liquido	[μPa s]	95.65
viscosità dinamica del vapore	[μPa s]	14.08
tensione superficiale	[mN m ⁻¹]	3.92

Tabella 2.5. Principali condizioni operative e numero dei dati raccolti durante le prove sperimentali condotte in condensazione nella sezione sperimentale di diametro 0.96 mm con R452B.

Refrigerante	Pressione [bar]	Portate specifiche testate [kg m ⁻² s ⁻¹]	Numero di punti
R452B	22.9	100, 200, 400, 600, 800	47

3 Descrizione dei modelli

In questo capitolo vengono presentati i modelli utilizzati per il calcolo dei coefficienti di scambio termico durante la condensazione e la vaporizzazione e i modelli per predire le cadute di pressione durante il deflusso adiabatico bifase. Nel caso di miscele zeotropiche, i modelli sviluppati per fluidi puri devono essere corretti per considerare l'effetto della resistenza termica aggiuntiva al trasporto di massa. Questa correzione, che si applica solamente ai modelli di scambio termico, è differente nel caso del calcolo di coefficienti durante la condensazione o la vaporizzazione. In questo capitolo viene riportata nel dettaglio la procedura da seguire per correggere i modelli sviluppati per fluidi puri e poterli applicare nel caso di miscele non-azeotropiche (considerando quindi gli effetti della resistenza al trasporto di massa).

3.1 Modelli per il calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione interno tubo sono stati scelti due modelli: il modello di Cavallini et al. [4] e il modello di Shah [5]. Entrambi i modelli utilizzano alcuni parametri comuni, che sono:

$$\alpha_{LO} = 0.023 \cdot Re_{LO}^{0.8} \cdot Pr_L^{0.4} \cdot \lambda_L / D \quad (3.1)$$

$$Re_{LO} = G \cdot D / \mu_L \quad (3.2)$$

$$J_G = \frac{x \cdot G}{[g \cdot D \cdot \rho_G (\rho_L - \rho_G)]^{0.5}} \quad (3.3)$$

L'Equazione 3.2 riporta il numero di Reynolds calcolato assumendo che tutta la portata fluisca come fase liquida. A partire da questo numero di Reynolds si calcola il coefficiente di scambio termico convettivo realizzato dalla sola frazione liquida della portata (Equazione 3.1). L'Equazione 3.3 riporta invece il calcolo della velocità adimensionale del vapore.

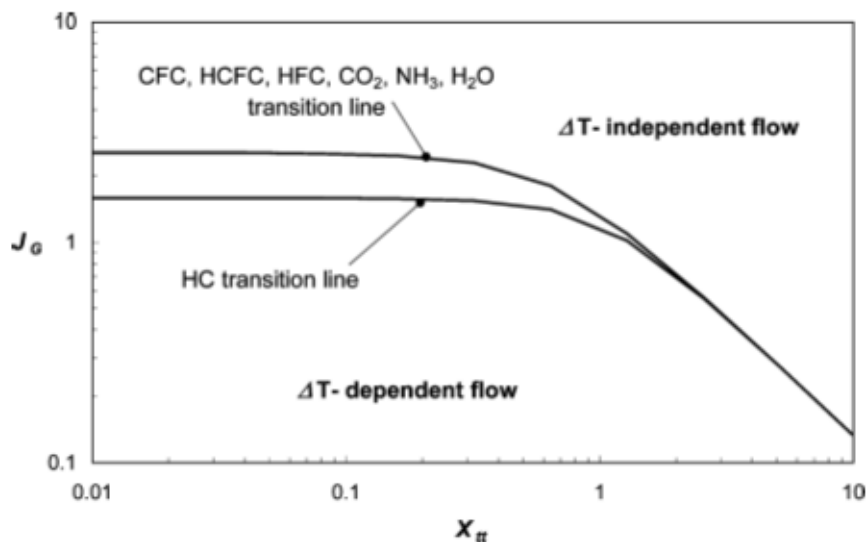


Figura 3.1. Mappa con la definizione dei limiti delle regioni ΔT -dipendente e ΔT -indipendente utilizzata dal modello di Cavallini [4].

Il modello di Cavallini et al. è stato sviluppato per determinare il coefficiente di scambio termico durante la condensazione di fluidi in moto dentro condotti lisci posti in orizzontale. Il modello era originariamente stato sviluppato per tubi di diametro superiore a 3 mm. Tuttavia, in Matkovic et al. [6] e Del Col et al. [7] si è visto che, per portate specifiche superiori a $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, il modello è in grado di predire con buona

accuratezza il coefficiente di scambio termico. Il modello di Cavallini et al. considera due regioni, riportate nella mappa in Figura 3.1, una chiamata ΔT -dipendente e una ΔT -indipendente. Tutti i possibili regimi di deflusso osservati sono inclusi nel modello (anulare, stratificato liscio e ondosio, slug) e si trovano all'interno delle due zone individuate dalla mappa. La transizione tra le due regioni è calcolata con l'Equazione 3.4:

$$J_G^T = \left\{ \left[7.5 / \left(3.4 \cdot X_{tt}^{1.111} + 1 \right)^{-3} + C_T^{-3} \right] \right\}^{-1/3} \quad (3.4)$$

dove il valore del termine C_T è pari a 1.6 nel caso che il fluido sia un idrocarburo oppure è pari a 2.6 in tutti gli altri casi. Una volta individuata la regione all'interno della mappa, si utilizzano le seguenti Equazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico. Nel caso di regime di deflusso ΔT -indipendente:

$$\alpha_{IND} = \alpha_{LO} \cdot \left[1 + 1.28 \cdot x^{0.8170} \cdot (\rho_L / \rho_G)^{0.3685} \cdot (\mu_L / \mu_G)^{0.2363} \cdot (1 - \mu_L / \mu_G)^{2.144} \cdot Pr_L^{-0.1} \right] \quad (3.5)$$

mentre se il regime di deflusso risulta essere ΔT -dipendente, il coefficiente di scambio termico è calcolabile come:

$$\alpha_{DIP} = \left[\alpha_{IND} \cdot (J_G^T / J_G)^{0.8} - \alpha_{strat} \right] \cdot (J_G / J_G^T) + \alpha_{strat} \quad (3.6)$$

dove il termine α_{strat} è così calcolato:

$$\alpha_{strat} = 0.725 \cdot \left\{ 1 + 0.741 \cdot \left[(1-x) / x \right]^{0.3321} \right\}^{-1} \cdot \left[\lambda_L^3 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g \cdot h_{LG} / (\mu_L \cdot D \cdot \Delta T) \right]^{0.25} + (1 - x^{0.087}) \cdot \alpha_{LO} \quad (3.7)$$

Il modello di Shah [5], è stato sviluppato considerando un database di 40 fluidi differenti che include valori del coefficiente di scambio termico in condensazione misurati con diametri variabili da 0.08 mm a 49 mm. Il database include anche sezioni con geometrie diverse (circolare, triangolare, quadrata) così come le orientazioni dei tubi (verticale e orizzontale). Il modello di Shah [5] è stato sviluppato modificando un modello precedentemente sviluppato da Shah [8].

Il modello sviluppato in Shah [8] prevede il calcolo del coefficiente di scambio termico in modo diverso a seconda che si tratti di deflusso orizzontale o verticale. Poiché nel presente lavoro tutti i test sperimentali sono stati effettuati durante in deflusso orizzontale, le equazioni riportate nel seguito si riferiscono solo al caso di deflusso orizzontale. La correlazione si basa sul calcolo di due coefficienti di scambio termico, riportati nelle due equazioni sottostanti:

$$\alpha_L = \alpha_{LO} \cdot \left(1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \cdot \left(\frac{\mu_L}{14 \cdot \mu_G} \right)^{(0.0058 + 0.557 \cdot p_r)} \quad (3.8)$$

$$\alpha_{Nu} = 1.32 \cdot Re_{LO}^{-1/3} \cdot \left[\frac{\rho_L \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g \cdot \lambda_L^3}{\mu_L^2} \right]^{1/3} \quad (3.9)$$

Il modello prevede tre regioni e, a seconda del regime di deflusso individuato dal modello, il coefficiente di scambio termico viene calcolato come segue:

$$\begin{aligned} \text{Regime I } \alpha_{TP} &= \alpha_L \\ \text{Regime II } \alpha_{TP} &= \alpha_L + \alpha_{Nu} \\ \text{Regime III } \alpha_{TP} &= \alpha_{Nu} \end{aligned} \quad (3.10)$$

La determinazione del regime di deflusso avviene sulla base della velocità di vapore adimensionale J_G :

$$\begin{aligned}
 &\text{Regime I se } J_G \geq 0.98 \cdot (Z + 0.263)^{-0.62} \\
 &\text{Regime III se } J_G \leq 0.95 \cdot (1.254 + 2.27 \cdot Z^{1.249})^{-1} \\
 &\text{Regime II nelle altre condizioni}
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

Nel caso di deflusso orizzontale il modello di Shah sviluppato nella versione del 2019 [5] suggerisce di calcolare i regimi di deflusso nel seguente modo:

$$\begin{aligned}
 &\text{Regime I se } We_{GO} > 100 \text{ e } Fr_L > 0.012 \text{ e } J_G \geq 0.98 \cdot (Z + 0.263)^{-0.62} \\
 &\text{Regime III se } Fr_L > 0.012 \text{ e } J_G \leq 0.95 \cdot (1.254 + 2.27 \cdot Z^{1.249})^{-1} \\
 &\text{Regime II nelle altre condizioni}
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

dove il numero di Weber calcolato considerando tutta la portata specifica come vapore è calcolabile come $We_{GO} = G^2 \cdot D / (\rho_G \cdot \sigma)$, il numero di Froude come $Fr_L = G^2 \cdot \rho_L / (g \cdot D)$ e il parametro della correlazione di Shah è ottenibile mediante:

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \tag{3.13}$$

Se invece una delle seguenti condizioni è verificata allora viene utilizzato il modello nella versione riportata in Shah 2013 []:

- Se il fluido considerato è un idrocarburo, la pressione ridotta p_r è minore di 0.4 e il regime è I;
- Se il fluido considerato è un idrocarburo e il regime è III;
- Il valore del numero di Reynolds calcolato come se tutta la portata fluente fosse liquida $Re_{LO} = G \cdot D / \mu_L$ è inferiore a 100.

3.1.1 Correzione del coefficiente di scambio termico in condensazione nel caso di miscele zeotropiche

Le miscele zeotropiche presentano una variazione della temperatura durante il cambiamento di fase liquido-vapore se si analizza un processo isobaro. In particolare, considerando ad esempio il caso di una miscela zeotropica che sta condensando tra titolo unitario e titolo zero, la sua temperatura varia tra la temperatura di rugiada e la temperatura di bolla. La differenza tra i due valori è detta glide di temperatura e risulta essere funzione della composizione della miscela e della pressione.

La Figura 3.2 presenta il diagramma temperatura-composizione per la miscela R32/R1234ze(E) alla pressione di 18 bar. Supponendo di considerare una miscela con composizione molare nominale pari a 0.5/0.5 e di partire dalla condizione di vapore surriscaldato nel punto Z, la miscela viene raffreddata e si porta ad una temperatura inizialmente pari alla temperatura di rugiada, punto A. Il liquido condensato che si genera è più ricco del componente meno volatile (R1234ze(E), punto A'), e presenta una composizione pari a $x_{A'}$. Continuando ad asportare calore, il titolo di vapore della miscela diminuisce, il liquido generato presenta una composizione sempre più vicina a quella nominale mentre la fase vapore si arricchisce del componente più volatile. Raggiunta una temperatura inferiore alla temperatura di bolla, la miscela si presenta in fase liquida ed un ulteriore sottoraffreddamento porta alla condizione individuata dal punto D. Il processo di condensazione di una miscela zeotropica quindi:

- 1) È un processo non isoterma. Vi sono gradienti di temperatura sia nella fase liquida che in quella vapore. Questi gradienti di temperatura portano allo scambio di calore sensibile a cui sono associati bassi coefficienti di scambio termico;
- 2) È presente una resistenza al trasporto di massa. Durante la condensazione il liquido generato ha una composizione più ricca del componente meno volatile mentre i componenti più volatili tendono ad accumularsi all'interfaccia, dando luogo ad uno strato attraverso il quale i componenti meno volatili devono

diffondere. A tale resistenza al trasporto di massa può essere associata una resistenza termica allo scambio termico.

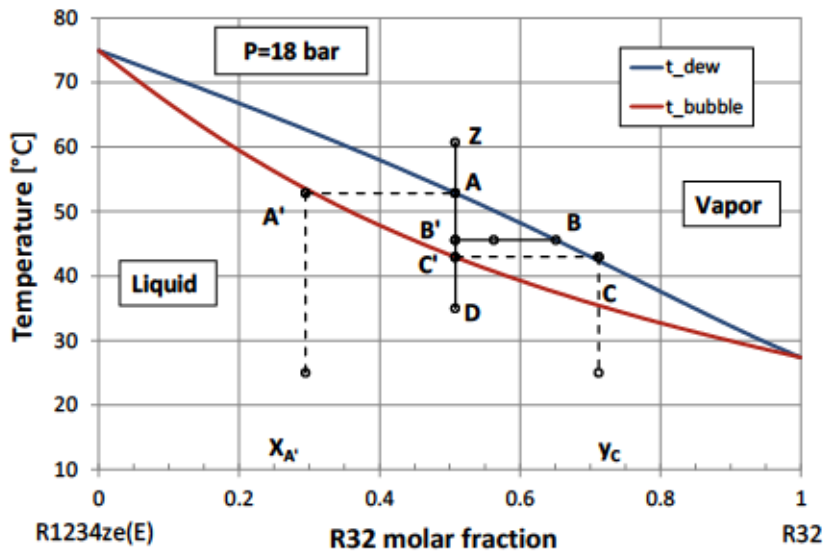


Figura 3.2. Diagramma temperatura-composizione per la miscela R32/R1234ze(E) alla pressione di 18 bar.

Per considerare l'effetto della resistenza aggiuntiva al trasporto di massa, le correlazioni sviluppate per predire il coefficiente di scambio termico con fluidi puri possono essere modificate con la correzione di Bell e Ghaly [9]. Secondo questo modello, la resistenza al trasporto di massa addizionale è da considerarsi funzione della resistenza al trasporto di calore sensibile nella fase vapore e del glide di temperatura. Il coefficiente di scambio termico della miscela zeotropica α_M , viene quindi calcolato come:

$$\alpha_M = \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\partial q_{SG} / \partial q_T}{\alpha_G} \right)^{-1} \quad (3.14)$$

dove:

- α è il coefficiente di scambio termico calcolato con utilizzando una correlazione per fluidi puri;
- α_G è il coefficiente di scambio termico che realizzerebbe la fase vapore quando fluisce da sola nella sezione considerata, calcolabile utilizzando l'equazione di Dittus – Boelter;
- $\partial q_{SG} / \partial q_T$ è il rapporto tra il calore sensibile scambiato dal vapore e il totale calore rimosso durante la condensazione.

Il rapporto tra i due flussi termici scambiati può essere approssimato da:

$$\frac{\partial q_{SG}}{\partial q_T} \approx x \cdot c_{p,G} \cdot \left(\frac{dT}{dh} \right) \quad (3.15)$$

Inoltre, se il rapporto fra la variazione di temperatura e la variazione di entalpia resta costante durante il processo di condensazione, questo può essere espresso come il rapporto fra il glide della miscela (alla pressione di lavoro) e la variazione di entalpia isobara $\Delta T_{GL} / \Delta h_M$.

3.2 Modelli per il coefficiente di scambio termico in vaporizzazione

Nel caso della vaporizzazione sono stati scelti tre modelli per il calcolo del coefficiente di scambio termico. Si ricorda che nel caso della vaporizzazione il database sperimentale contiene coefficienti di scambio termico misurati solamente nella sezione con diametro interno uguale a 0.96 mm. I modelli scelti sono: il modello di Sun e Mishima [10], la correlazione di Bertsch et al. [11] e il modello di Thome et al. [12] (riportato in parte in Dupont et al. [13]).

La correlazione di Sun e Mishima è stata appositamente sviluppata per canali di piccolo diametro e si basa sull'assunzione che il meccanismo di scambio termico dominante è quello dell'ebollizione nucleata, riportando inoltre la dipendenza del coefficiente dal numero di Weber. Il modello è stato sviluppato partendo da un database costituito da 11 fluidi differenti e diametri compresi tra 0.21 mm e 6.5 mm. L'equazione per il calcolo del coefficiente di scambio termico fornita dal modello è riportata di seguito:

$$\alpha = \frac{6 \cdot Re_{LO}^{1.05} \cdot Bo^{0.54}}{We_L^{0.191} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.142}} \cdot \frac{\lambda_L}{D} \quad (3.16)$$

dove il numero di Weber del liquido è calcolabile come $We_L = G^2 \cdot D / (\rho_L \cdot \sigma)$, il numero di Reynolds è calcolato considerando tutta la portata come liquida (Equazione 3.2) e Bo rappresenta il numero di boiling. Il modello presentato da Bertsch et al. invece si basa su un database contenente 12 fluidi con test eseguiti su sezioni di diametro interno da 0.16 mm a 2.92 mm. Il coefficiente di scambio termico fornito dalla correlazione è calcolato come combinazione di due coefficienti: uno pertinente all'ebollizione nucleata (o nucleate boiling nb) e uno all'ebollizione convettiva (o convective boiling cb).

Il modello combina i due coefficienti di scambio termico come riportato nell'Equazione 3.17:

$$\alpha = \alpha_{nb} \cdot S + \alpha_{cb} \cdot F \quad (3.17)$$

Nell'equazione si vede come il termine di ebollizione nucleata, che può essere calcolato con la correlazione di Cooper (Equazione 3.18) è moltiplicato per un fattore di soppressione dell'ebollizione nucleata S , che tiene conto della diminuzione dell'importanza di questo termine all'aumentare del titolo di vapore. Il termine S (Equazione 3.19) varia linearmente con il titolo. Il coefficiente di scambio termico convettivo (Equazione 3.20) è invece moltiplicato per un fattore di incremento F (Equazione 3.23).

$$\alpha_{nb} = C \cdot \left(\frac{P}{P_{crit}} \right)^{0.12 - 0.2 \log R_p} \cdot \left(-\log \frac{P}{P_{crit}} \right)^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot q^{0.67} \quad (3.18)$$

$$S = 1 - x \quad (3.19)$$

$$\alpha_{cb} = \alpha_{cb,L} \cdot (1 - x) + \alpha_{cb,G} \cdot x \quad (3.20)$$

$$\alpha_{cb,L} = \left(3.66 + \frac{0.668 \cdot \frac{D}{L} \cdot Re_L \cdot Pr_L}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{D}{L} \cdot Re_L \cdot Pr_L \right)^{2/3}} \right) \cdot \frac{\lambda_L}{D} \quad (3.21)$$

$$\alpha_{cb,G} = \left(3.66 + \frac{0.668 \cdot \frac{D}{L} \cdot Re_G \cdot Pr_G}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{D}{L} \cdot Re_G \cdot Pr_G \right)^{2/3}} \right) \cdot \frac{\lambda_G}{D} \quad (3.22)$$

$$F = 1 + 80 \cdot e^{-0.6 \cdot Co} \cdot (x^2 - x^6) \quad (3.23)$$

Il modello di Thome et al., noto come “modello a tre zone”, è stato sviluppato per descrivere il processo della vaporizzazione di bolle allungate all'interno di canali di piccolo diametro. Questa correlazione, infatti, sottolinea l'importanza del fenomeno della evaporazione a film. Il modello è stato sviluppato considerando che, fissata una posizione assiale lungo il deflusso del fluido, il processo è caratterizzato da (Figura 3.3):

- Passaggio di uno slug di liquido (“liquid slug” in Figura 3.3); esso non trasporta alcuna bolla di vapore.
- Passaggio di una bolla di vapore allungata (“elongated bubble” in Figura 3.3), con un sottile film di liquido alla parete. Questo film si forma per rimozione del liquido dalla parete dello slug precedente la bolla. Nel film sottile avviene la vaporizzazione.
- Passaggio di uno slug di vapore se il film di liquido è completamente vaporizzato (“dry zone” in Figura 3.3).

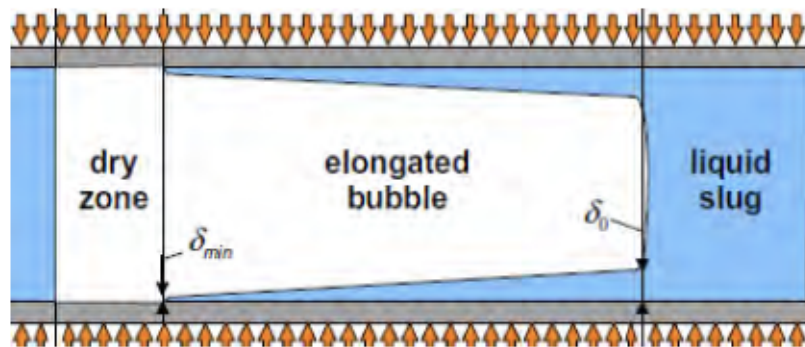


Figura 3.3 Schematizzazione del modello a tre zone proposto da Thome et al. [12].

Alla fine del passaggio della bolla allungata, si ripresenterà un altro slug di liquido e poi il processo si ripeterà. Il modello viene applicato assumendo flusso termico costante, liquido e vapore alla temperatura di saturazione (no vapore surriscaldato o liquido sottoraffreddato), effetto dello sforzo di taglio del vapore sul film di liquido trascurabile e film di liquido sottile rispetto alla dimensione del tubo.

Il modello valuta il coefficiente di scambio termico come media temporale dei coefficienti ottenuti nelle tre zone della coordinata z considerata:

$$\alpha = \frac{t_L}{\tau} \cdot \alpha_L(z) + \frac{t_{film}}{\tau} \cdot \alpha_{film}(z) + \frac{t_{dry}}{\tau} \cdot \alpha_G(z) \quad (3.24)$$

Inoltre, nel modello gli autori sottolineano la dipendenza del flusso termico scambiato dalla frequenza di passaggio delle bolle, dallo spessore minimo del film di liquido al dryout e dallo spessore del film di liquido nella zona della “elongated bubble”: oltre a quanto già detto, viene sottolineata l'importanza della variazione ciclica del coefficiente di scambio termico. Come riportato in Dupont et al. [13], il modello è stato testato con un database contenente punti sperimentali con R11, R12, R113, R123, R134a, R141b e

anidride carbonica, tubi di diametro da 0.77 mm a 3.1 mm, portate specifiche tra 50 e 564 kg m⁻² s⁻¹, flussi termici specifici compresi tra 5 e 178 kW m⁻² e titoli di vapore da 0.01 a 0.99.

Nel modello di Thome et al. [12], attraverso uno studio parametrico partendo dal database riportato in Dupont et al. [13] sono stati derivati tre parametri:

- Spessore minimo del film di liquido al dryout δ_{min} . Questo termine è collegato alla rugosità della superficie e alle proprietà termofisiche del fluido considerato. Dupont et al. [13] hanno evidenziato che lo spessore minimo del film di liquido ha un impatto elevato sul coefficiente di scambio termico medio. Secondo quanto riportato in Dupont et al. [13], la scelta di un valore costante per δ_{min} è ragionevole e basandosi sul database iniziale è stato individuato $\delta_{min} = 0.3 \cdot 10^{-6}$ m.
- Fattore di correzione dello spessore iniziale del film di liquido $C_{\delta 0}$. Thome et al. [12] hanno proposto di impiegare nel modello un valore costante pari a $C_{\delta 0} = 0.29$ per l'intero database, visto che non è stata trovata alcuna relazione con numeri adimensionali o altri parametri di studio.
- Pair frequency f_p che porta al processo di formazione delle bolle. Il valore ottimale della pair frequency dipende principalmente dal flusso termico, è riportato nell'Equazione 3.25:

$$f_{p,opt} = \left(\frac{q}{q_{ref}} \right)^{n_f} \quad (3.25)$$

dove il termine q_{ref} viene espresso come funzione della pressione ridotta come indicato da Cooper [14] nella sua correlazione per il pool boiling:

$$q_{ref} = \alpha_q \left(\frac{p}{p_{crit}} \right)^{n_q} \quad (3.26)$$

Dupont et al. [13] hanno considerato dati da diversi lavori e dopo un fitting dei dati hanno proposto dei valori per i seguenti parametri che rientrano nel modello: $\alpha_q = 3328$ W m⁻², $n_q = -0.5$, $n_f = 1.74$.

3.2.1 Correzione del coefficiente di scambio termico in vaporizzazione nel caso di miscele zeotropiche

Come nel caso della condensazione, anche per la vaporizzazione è necessario apportare delle correzioni ai modelli, in quanto sono stati sviluppati per fluidi puri. A differenza del caso della condensazione, dove si apportava una sola correzione sul coefficiente complessivo ottenuto dal modello (Sezione 3.1.1), quando si considera la vaporizzazione di miscele zeotropiche è necessario considerare una correzione da apportare anche al termine del coefficiente di scambio termico che tiene conto del fenomeno dell'ebollizione nucleata. Il parametro F_c sviluppato analiticamente da Thome [15], viene utilizzato per correggere la componente di ebollizione nucleata nelle correlazioni che predicono il coefficiente di scambio termico in vaporizzazione.

$$F_c = \left[1 + \left(\frac{\alpha_{f, id} \cdot \Delta T_{GL}}{q'} \right) \left(1 - e^{-\left(\frac{q}{\rho_L \cdot \Delta h_M \cdot \beta_L} \right)} \right) \right]^{-1} \quad (3.27)$$

Nell'Equazione 3.27, $\alpha_{f, id}$ è il coefficiente di scambio termico in vaporizzazione ottenuto applicando un modello per fluidi puri considerando le proprietà termofisiche della miscela. Il termine F_c deve poi essere applicato solamente alla componente di ebollizione nucleata.

Nel caso del modello di Sun e Mishima [10], il coefficiente F_c moltiplica il numero di boiling Bo e viene elevato al suo stesso coefficiente come riportato nell'Equazione 3.28.

$$\alpha = \frac{6 \cdot Re_{LO}^{1.05} \cdot (F_c \cdot Bo)^{0.54}}{We_L^{0.191} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0.142}} \cdot \frac{\lambda_L}{D} \quad (3.28)$$

Nel caso del modello di Bertsch et al. [11], e in generale di equazioni tipo Chen [16], il termine F_c moltiplica solamente il coefficiente in ebollizione nucleata α_{nb} come segue:

$$\alpha = F_c \cdot \alpha_{nb} \cdot S + \alpha_{cb} \cdot F \quad (3.29)$$

Dopo aver applicato il termine F_c per la correzione del coefficiente in ebollizione nucleata, il coefficiente di scambio termico ottenuto dal modello viene nuovamente corretto come indicato nella sezione 3.1.1 per tenere conto della resistenza termica aggiuntiva dovuta al glide di temperatura della miscela. Questa correzione non viene apportata al modello di Sun e Mishima in quanto considera solo l'ebollizione nucleata che viene corretta con il fattore F_c . Nel caso del modello di Thome et al. [12] invece si applica solamente la correzione riportata nell'Equazione 3.14 e descritta nella Sezione 3.1.1, ovvero la correzione di Bell-Ghaly [9].

3.3 Modelli per la valutazione delle perdite di carico bifase

Le perdite di carico si possono dividere in quattro categorie: le perdite di carico concentrate (strozzature o espansioni brusche, curve, etc), perdite di carico legate alla variazione della quantità di moto, variazione di pressione dovute alla gravità e le perdite di carico dovute all'attrito del fluido in moto nel condotto. Quest'ultima componente viene considerata nelle prove sperimentali, che sono svolte in condizioni adiabatiche su un condotto orizzontale.

Per la stima delle perdite di carico per attrito durante il deflusso bifase sono stati considerati tre modelli:

- 1) il modello di Friedel [17],
- 2) il modello di Del Col et al. [18]
- 3) il modello di Muller-Steinhagen [19].

Nel caso delle prime due correlazioni, il rapporto $(dp/dz)_f$, che rappresenta il gradiente delle perdite di carico legate all'attrito può essere scritto come riportato nell'equazione 3.30.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO} \quad (3.30)$$

In questo modo, le perdite di carico per attrito durante il deflusso bifase si possono calcolare come il prodotto tra un moltiplicatore bifase e le perdite di carico nel caso di deflusso monofase liquido. Il moltiplicatore bifase può anche essere espresso come:

$$\Phi_{LO}^2 = \left(\frac{dp}{dz}\right)_f / \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO} \quad (3.31)$$

I vari modelli differiscono nelle espressioni utilizzate per il calcolo del moltiplicatore bifase e del fattore di attrito monofase, necessario al calcolo delle perdite di carico monofase. Nel modello di Friedel, le perdite di carico per attrito (Equazione 3.29) vengono espresse come:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO} = \Phi_{LO}^2 \cdot \frac{f_{LO} \cdot G^2}{2 \cdot D \cdot \rho_L} \quad (3.32)$$

Inoltre il modello valuta tramite le seguenti equazioni il valore del moltiplicatore bifase e del fattore di attrito f_{LO} :

$$\Phi_{Lo}^2 = A + 3.34 \cdot K \cdot H \cdot Fr_L^{-0.047} \cdot We_L^{-0.0337} \quad (3.33)$$

$$A = (1-x)^2 + x^2 \cdot (\rho_L \cdot f_G / (\rho_G \cdot f_L)) \quad (3.34)$$

$$K = x^{0.535} \cdot (1-x)^{0.24} \quad (3.35)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.22} \cdot \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.89} \quad (3.36)$$

$$se Re \leq 1055 \quad f = 64/Re$$

$$se Re > 1055 \quad f = \left\{ 0.86859 \cdot \ln \left[(Re/1.964) \cdot \ln Re - 3.8251 \right] \right\}^{-2} \quad (3.37)$$

Il calcolo dei numeri di Froude e Weber è già riportato nelle sezioni precedenti. A seconda del valore del numero di Reynolds, mediante l'Equazione 3.37 è possibile calcolare i fattori di attrito necessari al calcolo delle perdite di carico.

Considerando invece il modello di Del Col et al., l'equazione per il calcolo del gradiente delle perdite di carico è la seguente:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_f = \Phi_{Lo}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz} \right)_{f,Lo} = \Phi_{Lo}^2 \cdot \frac{2 \cdot f_{Lo} \cdot G^2}{D \cdot \rho_L} \quad (3.38)$$

Il calcolo del moltiplicatore bifase in questo caso è riportato nell'Equazione 3.39:

$$\Phi_{Lo}^2 = Z + 3.595 \cdot K \cdot H \cdot (1-E)^{1.398 \cdot p} \quad (3.39)$$

I parametri utilizzati nel modello di Del Col et al. sono i seguenti:

$$Z = (1-x)^2 + x^2 \cdot (\rho_L / \rho_G) \cdot (\mu_L / \mu_G)^{0.2} \quad (3.40)$$

$$K = x^{0.9525} \cdot (1-x)^{0.414} \quad (3.41)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{1.132} \cdot \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.44} \cdot \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{3.542} \quad (3.42)$$

$$E = 0.015 + 0.44 \cdot \log \left[\left(\frac{\rho_{GC}}{\rho_L} \right) \cdot \left(\frac{\mu_L \cdot J_G}{\sigma} \right)^2 \cdot 10^4 \right] \quad (3.43)$$

$$E = 0 \quad se \quad E \leq 0$$

$$E = 0.95 \quad se \quad E \geq 0.95$$

$$\rho_{GC} = \left(\frac{x + (1-x) \cdot E}{\frac{x}{\rho_G} + \frac{(1-x) \cdot E}{\rho_L}} \right) \quad (3.44)$$

$$\begin{aligned}
 f_{LO} &= 0.046 \cdot Re^{-0.2} + 0.7 \cdot RR \cdot X \\
 &\text{se } Re_{LO} \leq Re_{LO}^+ \quad X = 0 \\
 &\text{se } Re \geq 3500 \quad X = 1 \\
 &\text{se } Re_{LO}^+ \leq Re_{LO} \leq 5300 \quad X = 1 + \frac{A - 0.046 \cdot Re_{LO}^{-0.2}}{0.7 \cdot RR}
 \end{aligned} \tag{3.45}$$

$$Re_{LO}^+ = \left(\frac{A + 0.77 \cdot RR}{0.046} \right)^{-5} \tag{3.46}$$

$$RR = 2 \cdot Ra/D \tag{3.47}$$

RR è la rugosità relativa del canale, calcolata per mezzo della deviazione media aritmetica del profilo Ra . Il parametro A è una costante pari a $8.9938 \cdot 10^{-3}$. La velocità superficiale del vapore è pari a $j_G = x \cdot G / \rho_G$.

Il modello di Muller-Steinhagen utilizza il valore delle perdite di carico monofase liquido e monofase vapore per ricavare il valore delle perdite di carico bifase. A differenza dei due modelli precedenti non sfrutta un approccio basato sui moltiplicatori bifase, come indicato nelle Equazioni 3.48 e 3.49:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_f = L \cdot (1-x)^{1/3} + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{f,GO} \cdot x^3 \tag{3.48}$$

$$L = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{f,LO} + 2 \cdot \left[\left(\frac{dp}{dz} \right)_{f,GO} - \left(\frac{dp}{dz} \right)_{f,LO} \right] \cdot x \tag{3.49}$$

Come già indicato nell'Equazione 3.32, le perdite di carico monofase si calcolano come:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{f,LO} = \frac{f_{LO} \cdot G^2}{2 \cdot D \cdot \rho_L} \tag{3.50}$$

L'Equazione 3.50 riporta il caso delle perdite di carico monofase liquido, ma sostituendo il fattore di attrito monofase gas e la densità del gas è semplice ottenere anche le perdite nel caso monofase vapore. Per quanto riguarda il calcolo dei fattori di attrito, il modello riporta la seguente indicazione:

$$\begin{aligned}
 &\text{se } Re \leq 1187 \quad f = 64/Re \\
 &\text{se } Re > 1187 \quad f = 0.3164/Re^{1/4}
 \end{aligned} \tag{3.51}$$

e l'Equazione 3.50 può essere utilizzata sia nel caso vapore che nel caso liquido, ottenendo rispettivamente f_{GO} e f_{LO} , inserendo il valore del numero di Reynolds calcolato per il vapore o il liquido.

4 Validazione dei modelli per lo scambio termico in condensazione

In questa sezione, i coefficienti di scambio termico misurati durante la condensazione nelle sezioni con diametro interno pari a 3.38 mm e a 0.96 mm verranno confrontati con i risultati dei modelli selezionati. Inoltre, nel caso di miscele zeotropiche, verrà eseguito anche il confronto con i modelli corretti per tenere conto delle penalizzazioni dovute alla presenza della resistenza aggiuntiva al trasporto di massa.

4.1 Confronto con i dati sperimentali durante la condensazione nella sezione da 3.38 mm

Il confronto tra i modelli e i dati misurati in condensazione nella sezione da 3.38 mm viene ora presentato per il fluido puro R1234ze(E), la miscela R515B (azeotropica) e la miscela R450A (quasi-azeotropica).

Nei grafici di Figura 4.1 viene mostrato il confronto con il modello di Cavallini et al. [4] per i tre fluidi. Il modello di Cavallini et al. riesce a predire bene il coefficiente di scambio termico sostanzialmente in tutto l'intervallo di portate considerato, con un errore medio assoluto pari a 4.5 %. In generale, il modello tende a sottostimare il coefficiente di scambio termico rispetto al valore sperimentale con un errore medio relativo pari a -4.5 %. Considerando l'effetto della portata sul coefficiente calcolato, si vede come per portate specifiche inferiori a $G = 150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il modello presenta un disaccordo maggiore con i dati sperimentali rispetto alle portate più elevate. Infatti, quando la portata specifica è pari a $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ l'errore assoluto raggiunge il 15 % per alcuni punti del database mentre alle portate specifiche più elevate l'errore non è mai superiore all'8 %.

In Figura 4.2 sono invece riportati i confronti con i valori del coefficiente di scambio termico calcolati con il modello di Shah [5]. Come si può notare, alle basse portate il modello tende a sottostimare il coefficiente di scambio termico. In particolare, per valori della portata specifica pari a $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, il modello sottostima di circa il 20 % il coefficiente sperimentale. All'aumentare della portata specifica invece, il modello tende leggermente a sovrastimare il coefficiente di scambio termico. Queste differenze sono dovute al fatto che, come spiegato nella Sezione 3.1, il modello calcola il coefficiente di scambio termico in condensazione come combinazione di due componenti differenti. A seconda della regione in cui ci si trova ad operare il modello, il coefficiente viene calcolato in modo diverso. Un caso interessante è quello dei coefficienti di scambio termico calcolati per una portata specifica pari a $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$: questa portata infatti risulta in una regione di transizione e il coefficiente viene calcolato con due equazioni differenti. Il risultato è che per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ alcuni punti hanno degli errori quasi nulli mentre altri risultano sottostimati del 20%. Mediamente il modello di Shah calcola i coefficienti di scambio termico con un errore medio relativo pari a -3 % e un errore medio assoluto pari al 9 %.

In questo caso, dato che la miscela R450A, è quasi-azeotropica e presenta un glide di temperatura contenuto (inferiore a 1 K), non è necessario per apportare la correzione necessaria per le miscele zeotropiche.

La Tabella 4.1 riassume i valori degli errori medi assoluti, relativi e le deviazioni standard per i modelli di Cavallini et al. e Shah.

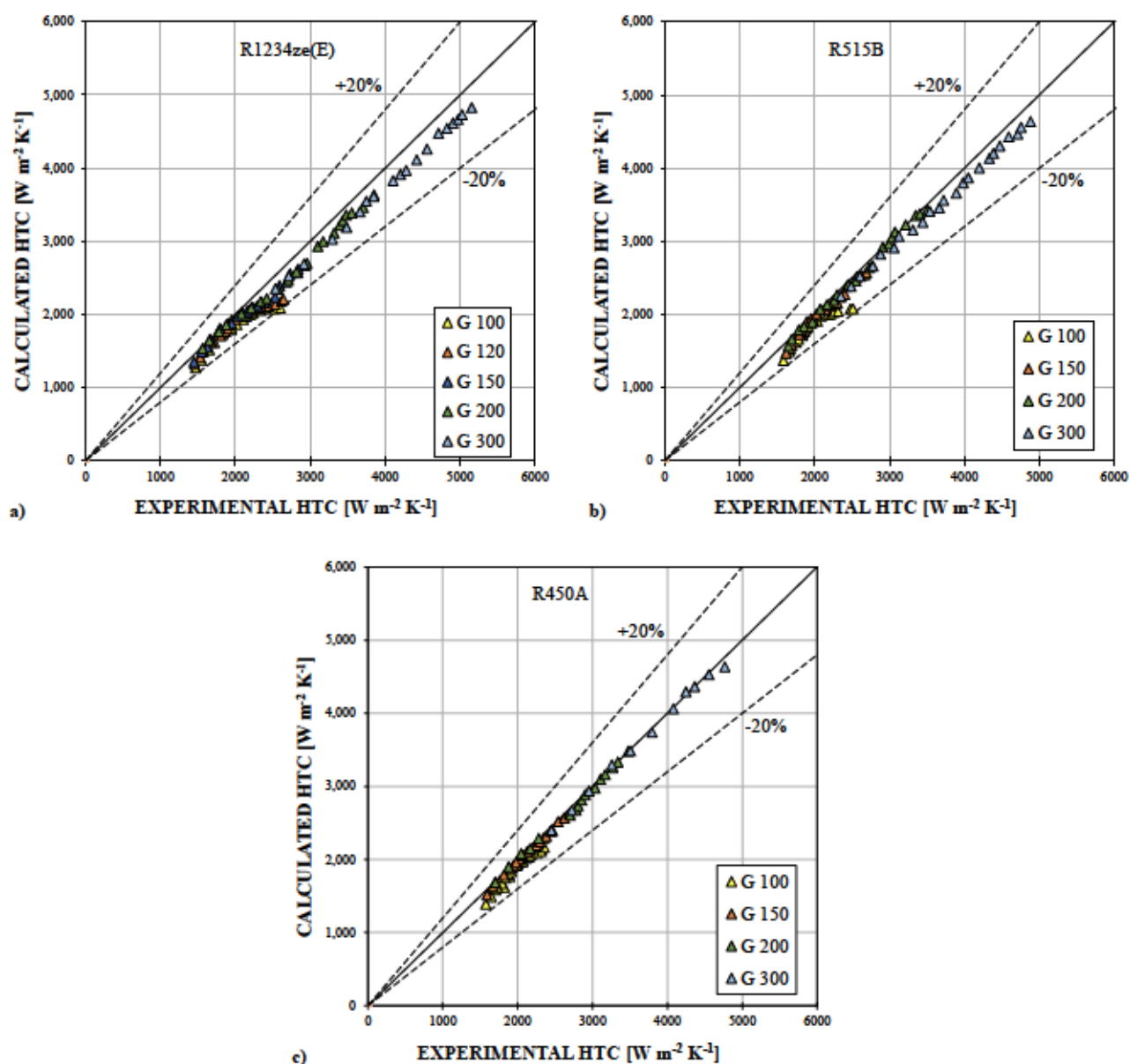


Figura 4.1. Confronto dei coefficienti di scambio termico misurati in condensazione nella sezione da 3.38 mm con i coefficienti calcolati dal modello di Cavallini [4] per a) R1234ze(E), b) R515B, c) R450A.

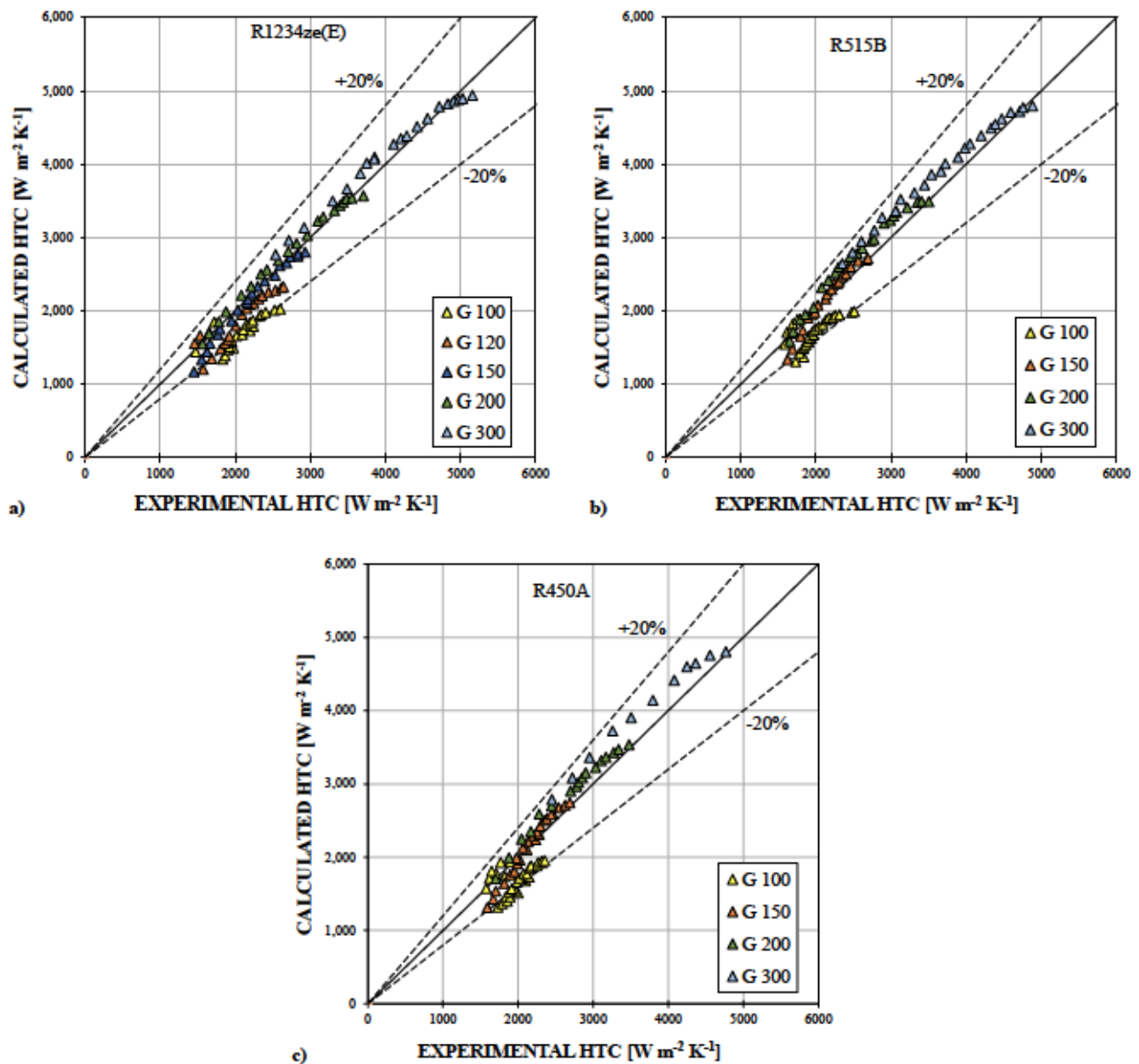


Figura 4.2. Confronto dei coefficienti di scambio termico misurati in condensazione nella sezione da 3.38 mm con i coefficienti calcolati dal modello di Shah [5] per a) R1234ze(E), b) R515B, c) R450A.

Tabella 4.1. Errori relativi, errori assoluti e deviazioni standard dei modelli di Cavallini et al. e Shah per il database in condensazione nella sezione di diametro interno 3.38 mm.

Fluido	Cavallini et al. 2006			Shah 2019		
	e _R [%]	e _{AB} [%]	σ _N [%]	e _R [%]	e _{AB} [%]	σ _N [%]
R515B	-4.5	4.5	3.3	-0.6	8.8	10.6
R450A	-2.9	3.0	2.7	-2.9	10.1	11.8
R1234zee	-7.0	7.0	3.6	-5.3	8.5	10.0

4.2 Confronto con i dati sperimentali durante la condensazione in un minicanale avente diametro pari a 0.96 mm

Nella sezione con diametro interno pari a 0.96 mm è stato possibile confrontare i risultati dei modelli con i coefficienti di scambio termico sperimentali per i seguenti fluidi: la miscela azeotropica R515B, la miscela quasi-azeotropica R450A, la miscela zeotropica R452B e la miscela zeotropica R32/R1234ze(E) con composizione massica pari a 75/25%. Nel caso della miscela zeotropica R452B, i punti sperimentali, non presenti nel precedente Report, sono riportati in Figura 4.3.

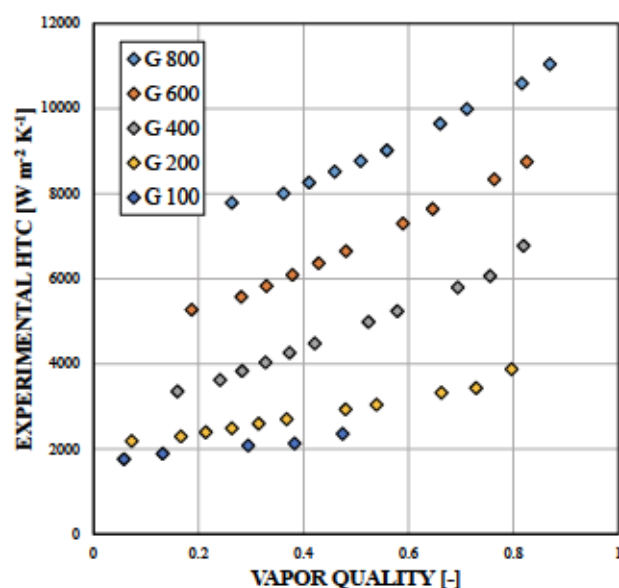


Figura 4.3. Coefficienti di scambio termico in condensazione misurati nella sezione da 0.96 mm per il refrigerante R452B.

In Figura 4.4 è presentato il confronto dei punti sperimentali con il modello di Cavallini et al. [4]. Come si evince dalla figura, nel caso delle miscele azeotropiche e quasi azeotropiche (R515B e R450A) il modello di Cavallini fornisce una previsione accurata del coefficiente di scambio termico in condensazione anche per la sezione da 0.96 mm, nonostante il modello sia stato sviluppato prevalentemente per diametri superiori ai 3 mm. In questo caso l'errore medio assoluto è pari a 5.6 % e quello relativo è pari a -1.3 %.

Invece, nel caso delle due miscele zeotropiche (Figura 4.4c e 4.4d), il modello presenta un errore relativo pari al 10 %. In particolare, il modello tende a sovrastimare il coefficiente di scambio termico anche alle alte portate. Questo è dovuto al comportamento zeotropico delle due miscele che richiede di considerare la resistenza termica aggiuntiva al trasporto di massa legata al glide di temperatura. Il confronto con il modello applicando anche la correzione proposta da Bell-Ghaly è riportato nella sezione successiva.

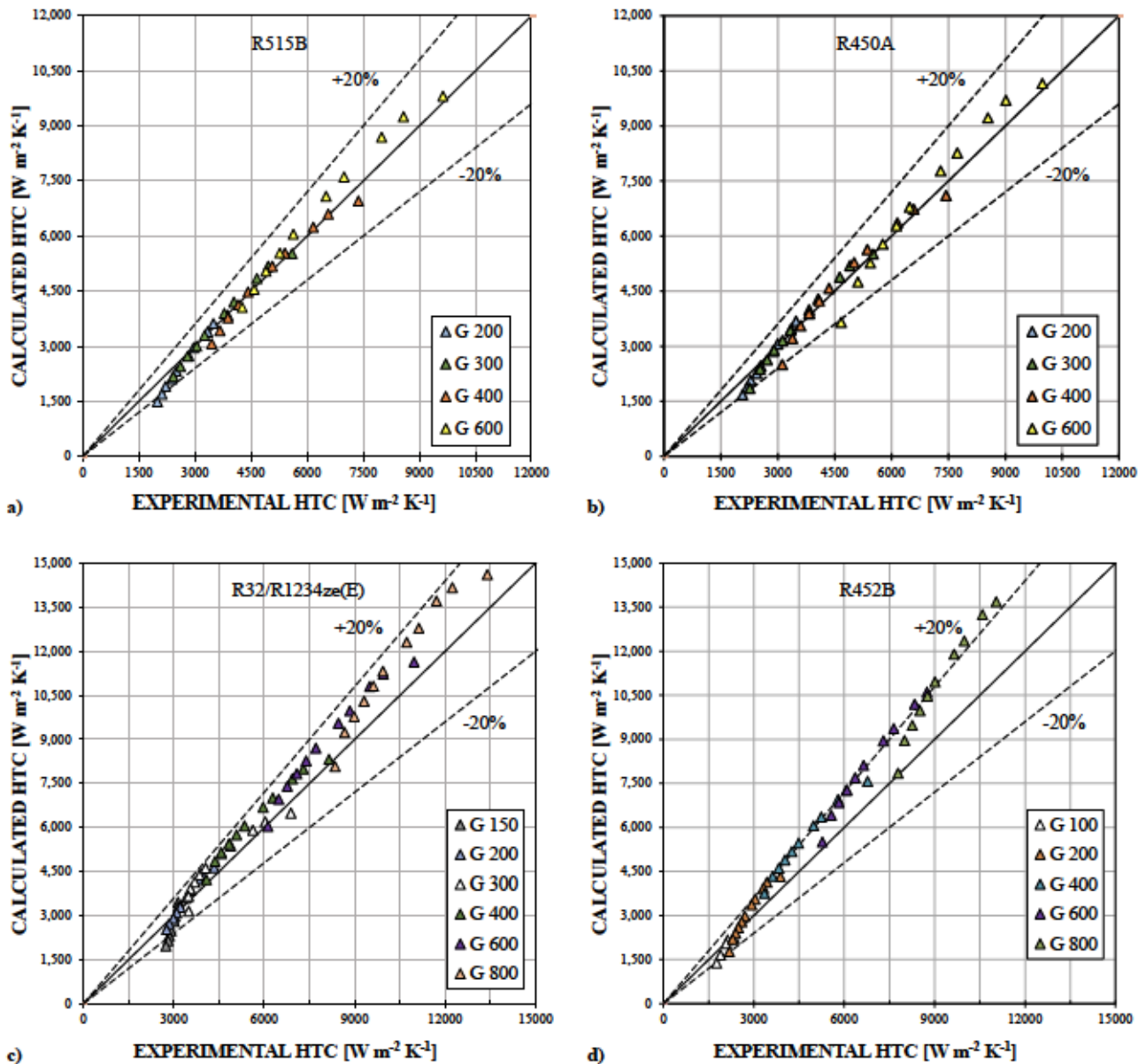


Figura 4.4. Confronto dei coefficienti di scambio termico misurati in condensazione nella sezione da 0.96 mm con i coefficienti calcolati dal modello di Cavallini [4] per a) R515B, b) R450A, c) R32/R1234ze(E), d) R452B.

In Figura 4.5 sono riportati i confronti con il modello di Shah [5]. Per i fluidi R515B e R450A si nota che la correlazione tende a sovrastimare il coefficiente di scambio termico in quasi tutto l'intervallo di portate ($e_R = 12\%$, $e_{AB} = 13\%$), ad eccezione dei punti a titolo e portata più bassa.

Nel caso delle miscele zeotropiche, si vede dalla Figura 4.5c e 4.5d che è necessario introdurre una correzione per tener conto della resistenza aggiuntiva al trasporto di massa. Infatti, il modello tende a sovrastimare il coefficiente di scambio termico mediamente del 20%. Questo effetto è ancora più evidente quando la portata specifica è pari a $150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, per cui il coefficiente di scambio termico è sovrastimato anche del 45%.

In Tabella 4.3 sono riportati i valori di errore medio relativo e assoluto, oltre che le deviazioni standard per i modelli di Cavallini e Shah (senza correzioni).

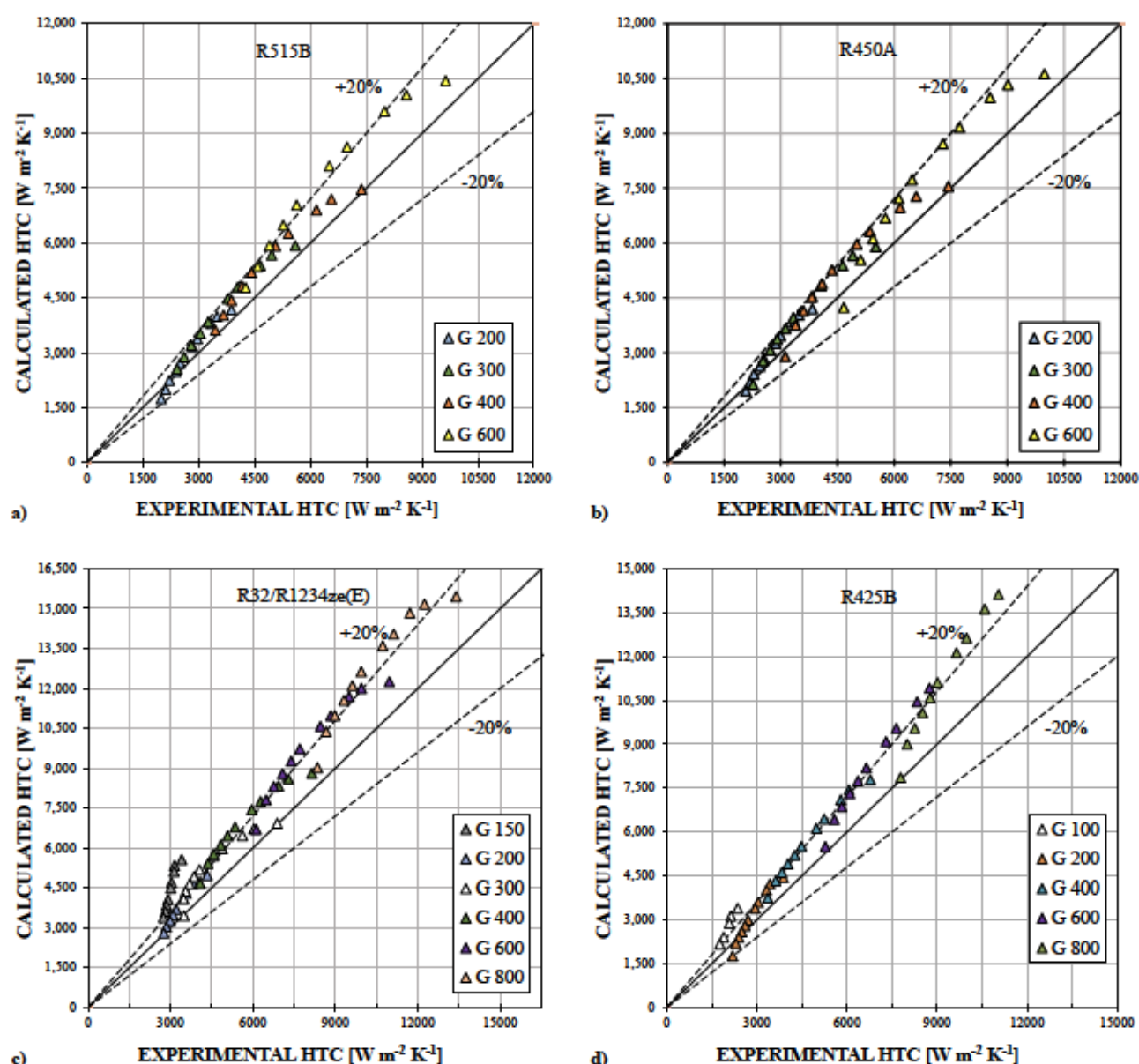


Figura 4.5. Confronto dei coefficienti di scambio termico misurati in condensazione nella sezione da 0.96 mm con i coefficienti calcolati dal modello di Shah [5] per a) R515B, b) R450A, c) R32/R1234ze(E), d) R452B.

Tabella 4.2. Errori relativi, errori assoluti e deviazioni standard dei modelli di Cavallini et al. e Shah per il database in condensazione nella sezione di diametro interno 0.96 mm.

Fluido	Cavallini et al. 2006			Shah 2019		
	e _R [%]	e _{AB} [%]	σ _N [%]	e _R [%]	e _{AB} [%]	σ _N [%]
R515B	-1.5	5.5	7.6	12.5	13.5	7.9
R450A	-1.0	5.7	7.8	11.9	13.2	7.9
R32/R1234ze(E)	5.9	10	9.7	23.5	23.6	13.5
R452B	15.6	16.8	9.1	17	18.2	9.9

4.2.1 Confronto con modelli corretti nel caso di miscele zeotropiche

In Figura 4.6 sono riportati i coefficienti di scambio termico calcolati per le miscele R32/R1234ze(E) e R452B con i modelli corretti per tenere conto della maggiore resistenza allo scambio termico introdotta dalle miscele zeotropiche. La correzione è stata applicata ad entrambi i modelli, quello di Cavallini et al. [4] e quello di Shah [5]. Quando ai modelli sviluppati per fluidi puri viene applicata la correzione, gli errori relativi medi si riducono sensibilmente. In particolare, l'effetto della correzione è maggiore per la miscela R32/R1234ze(E) che ha un glide di temperatura intorno ai 3 K. Considerando il modello di Cavallini et al., i risultati sono riportati in Figura 4.6a) e 4.6b). Il modello è in grado di predire il coefficiente di scambio termico con un errore medio assoluto pari al 6 % e al 13.7 % rispettivamente per R32/R1234ze(E) e R452B e un errore medio relativo pari a -1.5 % 12.3 %. Per quanto riguarda il modello di Shah, i risultati ottenuti dal modello quando viene applicata la correzione sono riportati in Figura 4.6c) e 4.6d). Anche in questo caso vi è un miglioramento della previsione del modello e gli errori risultano: $e_R = 13.7 \%$, $e_{AB} = 14 \%$. Come nel caso del modello non corretto, per i coefficienti di scambio termico alla portata specifica pari a $150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, si evidenzia ancora un errore relativo superiore al 30 %.

In Tabella 4.3 sono riportati gli errori medi relativi e assoluti e le deviazioni standard dei modelli dopo l'applicazione della correzione.

Tabella 4.3. Errori relativi, errori assoluti e deviazioni standard con i modelli di Cavallini et al. e Shah corretti per le miscele zeotropiche per il database in condensazione nella sezione di diametro interno 0.96 mm.

Fluido	Cavallini et al. 2006			Shah 2019		
	e_R [%]	e_{AB} [%]	σ_N [%]	e_R [%]	e_{AB} [%]	σ_N [%]
R32/R1234ze(E)	-1.5	6.1	8.5	14	13.3	10.8
R452B	12.3	13.7	8.3	13.5	14.9	8.9

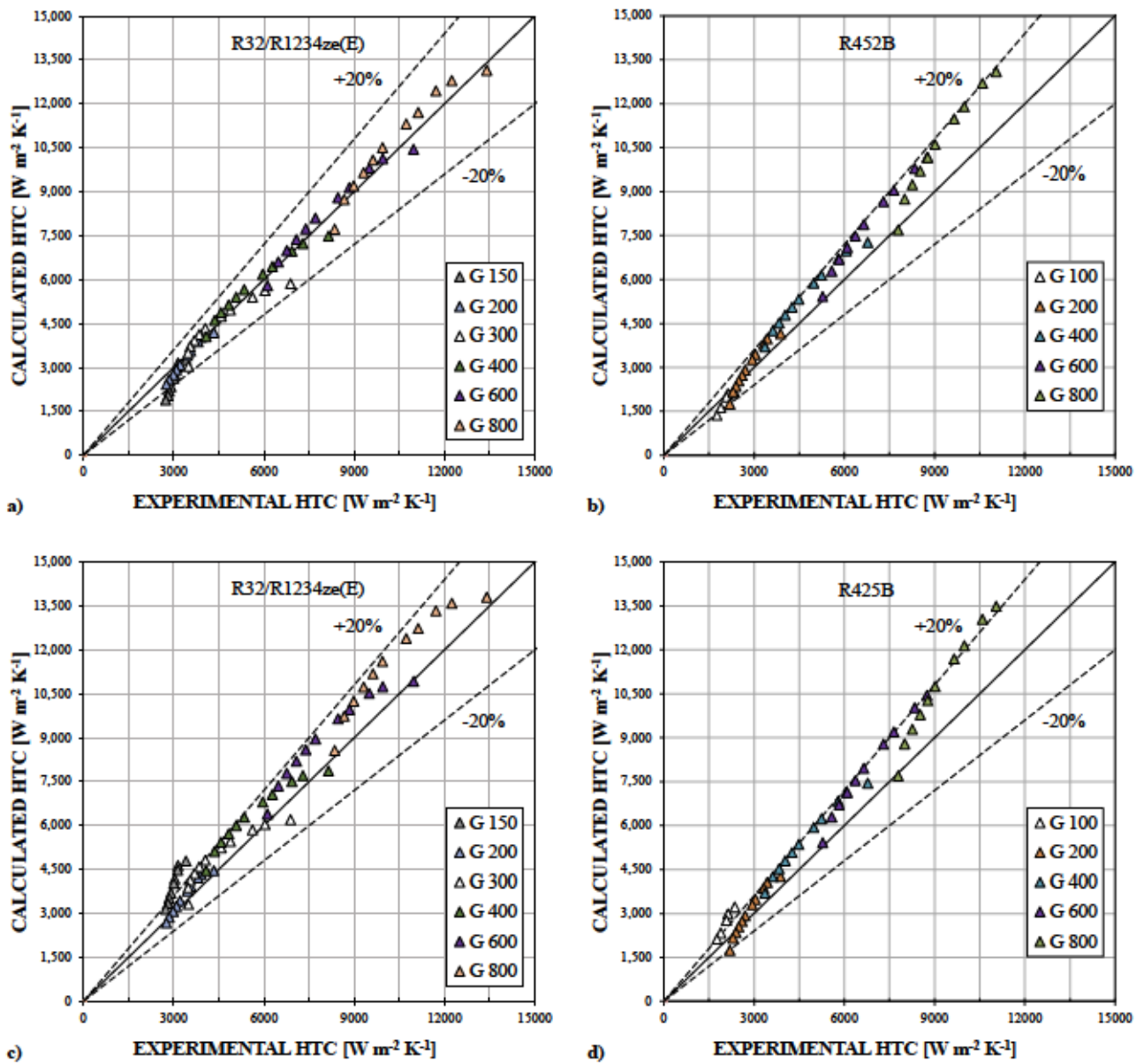


Figura 4.6. Confronto dei coefficienti di scambio termico di R32/R1234ze(E) e R452B misurati in condensazione nella sezione da 0.96 mm con i coefficienti calcolati dal modello di Cavallini [4] corretto (a,b) e con il modello di Shah [5] corretto (c,d).

5 Validazione dei modelli per la vaporizzazione

In questa sezione i coefficienti di scambio termico in vaporizzazione misurati nella sezione con diametro interno uguale a 0.96 mm sono confrontati con i risultati dei modelli precedentemente illustrati. Nel caso di miscele zeotropiche, verrà eseguito anche il confronto con i modelli corretti per tenere conto delle penalizzazioni dovute alla presenza della resistenza aggiuntiva al trasporto di massa legata al glide di temperatura.

5.1 Vaporizzazione interno tubo con diametro 0.96 mm

Il confronto con i modelli nel caso di vaporizzazione viene riportato per la miscela quasi-azeotropica R450A e per la miscela zeotropica R32/R1234ze(E). In Figura 5.1, viene mostrato il confronto dei dati sperimentali con il modello di Sun-Mishima [10].

Nel caso di R450A (Figura 5.1a), Il modello di Sun-Mishima tende a sottostimare il coefficiente di scambio termico con un errore medio relativo del -20 % e con una deviazione standard uguale a 4.3 %. Bisogna notare che, sebbene in questa correlazione il flusso termico sia il termine più importante, non si tiene in considerazione l'effetto della rugosità della superficie interna del canale.

Nel caso della miscela R32/R1234ze(E), modello di Sun e Mishima (Figura 5.1b) presenta un coefficiente di scambio termico generalmente sovrastimato rispetto al valore sperimentale come mostrato in Figura 5.1b. L'errore medio relativo è uguale a 17 % e l'errore medio assoluto è pari a 19.5 %. In questo caso il modello di Sun-Mishima non è stato ancora corretto per tener conto del comportamento zeotropico della miscela.

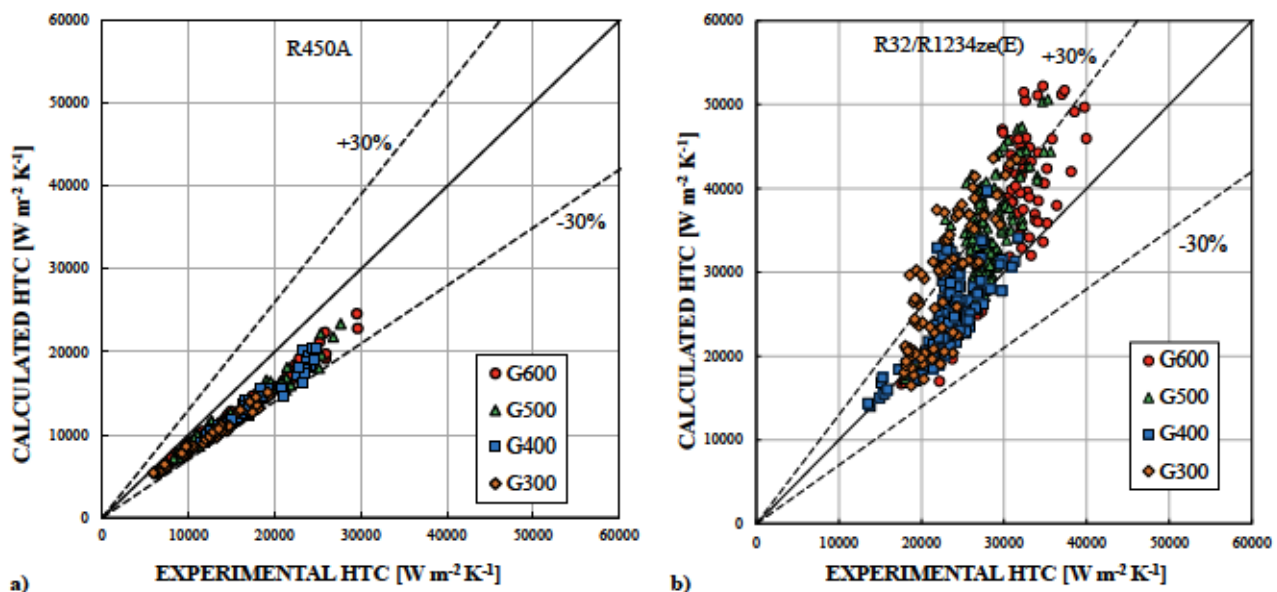


Figura 5.1. Confronto dei coefficienti di scambio termico misurati in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm con i coefficienti calcolati dal modello di Sun-Mishima [10] per a) R450A e b) R32/R1234ze(E).

In Figura 5.2 è riportato il confronto del coefficiente di scambio termico calcolato con il modello di Thome et al. [12]. Anche in questo caso, il modello tende a sottostimare il coefficiente di scambio termico nel caso del fluido R450A (Figura 5.2a) con un errore medio relativo uguale a -26.5 % e un errore medio assoluto uguale a 26.5 %. Nel caso della miscela zeotropica R32/R1234ze(E), il modello tende a sovrastimare il coefficiente di scambio termico con un errore medio assoluto pari a 64 % (Figura 5.2b). Si evidenzia nuovamente la necessità della correzione per tenere conto della resistenza termica aggiuntiva.

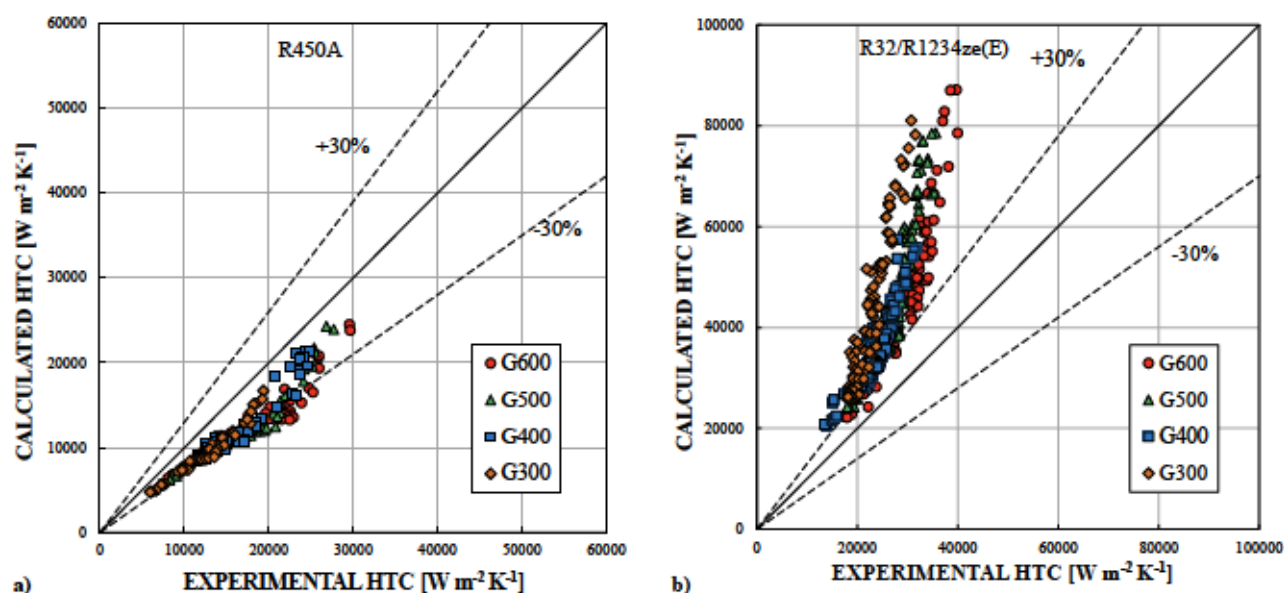


Figura 5.2. Confronto dei coefficienti di scambio termico misurati in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm con i coefficienti calcolati dal modello di Thome et al. [12] per a) R450A e b) R32/R1234ze(E).

I confronti con il modello di Bertsch et al. [11] sono riportati in Figura 5.3. Si può notare come nel caso della miscela R450A (Figura 5.3a), l'errore medio assoluto del modello sia uguale a 11.3 % e l'errore medio relativo sia uguale a -11 %. Nel caso della miscela zeotropica R32/R1234ze(E), il modello di Bertsch et al. (Figura 5.3b) calcola il coefficiente di scambio termico con un errore medio relativo pari a 3.8 % e un errore medio assoluto pari a 12.7 %.

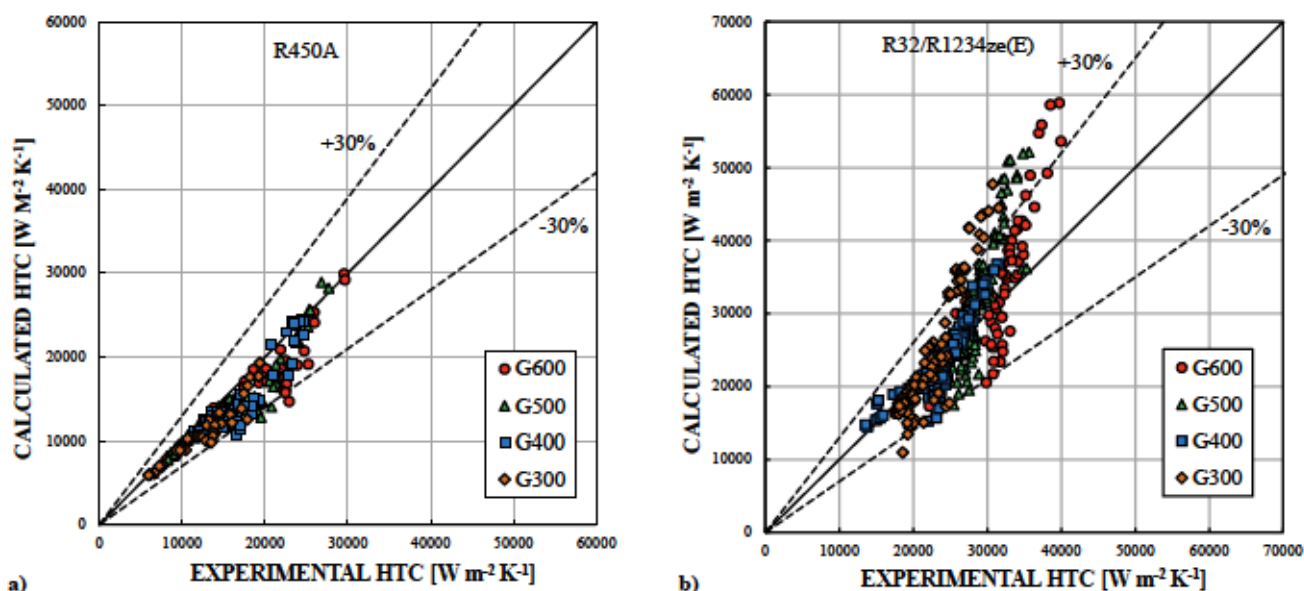


Figura 5.3. Confronto dei coefficienti di scambio termico misurati in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm con i coefficienti calcolati dal modello di Bertsch et al. [11] per a) R450A e b) R32/R1234ze(E).

In Tabella 5.1 sono riportati tutti gli errori medi relativi e assoluti per tutti i confronti con i modelli in vaporizzazione ottenuti applicando i modelli per fluidi puri e quindi senza considerare le correzioni dovute alla resistenza al trasporto di massa. Sono inoltre riportate le deviazioni standard.

Tabella 5.1. Errori relativi, errori assoluti e deviazioni standard dei modelli di Sun-Mishima, Thome e Bertsch et al. per il database in vaporizzazione nella sezione di diametro interno 0.96 mm (senza tenere conto della resistenza al trasporto di massa).

Fluido	Sun e Mischima			Thome et al.			Bertsch et al.		
	e_R [%]	e_{AB} [%]	σ_N [%]	e_R [%]	e_{AB} [%]	σ_N [%]	e_R [%]	e_{AB} [%]	σ_N [%]
R450A	-18.9	18.9	4.3	-26.5	26.5	6	-11.1	11.3	8.6
R32/R1234ze(E)	16.9	19.5	18.1	64.2	64.2	24.8	3.8	12.7	16.5

5.1.1 Confronto con i modelli corretti nel caso di miscele zeotropiche

In Figura 5.4 sono riportati i grafici con il confronto tra i punti sperimentali misurati con la miscela R32/R1234ze(E) e i risultati dei modelli corretti per tenere conto della penalizzazione dovuta al glide di temperatura. Le correzioni sono state implementate come indicato in Sezione 3.2.1.

Come si può vedere dalla Figura 5.4a, quando il modello Sun-Mishima [10] viene corretto, l'errore medio relativo è uguale a -29 % mentre la deviazione standard è uguale a 6.9 %.

Considerando invece la correzione apportata al modello di Thome et al. [12] (Figura 5.4b), l'inserimento della correzione migliora sensibilmente l'accuratezza della previsione. In alcune condizioni, il modello non corretto sovrastimava largamente il coefficiente di scambio con errori relativi superiori al 100 % (soprattutto per i dati a flusso termico elevato). Quando viene applicata la correzione per tener conto della penalizzazione dovuta al comportamento zeotropico della miscela, l'errore medio relativo risulta pari al 15.7 %, con un errore massimo di poco superiore al 30 %. L'accuratezza della previsione migliora in tutto l'intervallo di flussi termici considerati.

Per quanto riguarda il modello di Bertsch et al. [11], l'introduzione della correzione nella correlazione per il calcolo del coefficiente di scambio termico comporta un generale peggioramento della previsione per la miscela zeotropica come si può vedere dal confronto tra Figura 5.4c) e Figura 5.3b). Infatti, senza la correzione il modello predice il coefficiente con un errore relativo superiore al 30 % solo per i punti ad alto flusso termico e alta portata, mentre nelle altre condizioni il modello risulta sostanzialmente in accordo con il valore sperimentale. Quando viene aggiunto il contributo per la resistenza addizionale il modello sottostima il coefficiente di scambio termico con un errore relativo medio pari al -44 % %. Tuttavia deve essere considerato che, anche nel caso miscele azeotropiche (Figura 5.3a), il modello tendeva a sottostimare il coefficiente di scambio termico con un errore medio assoluto pari a 11.3 %.

In Tabella 5.2 si riportano gli errori e le deviazioni standard dei modelli dopo l'applicazione della correzione.

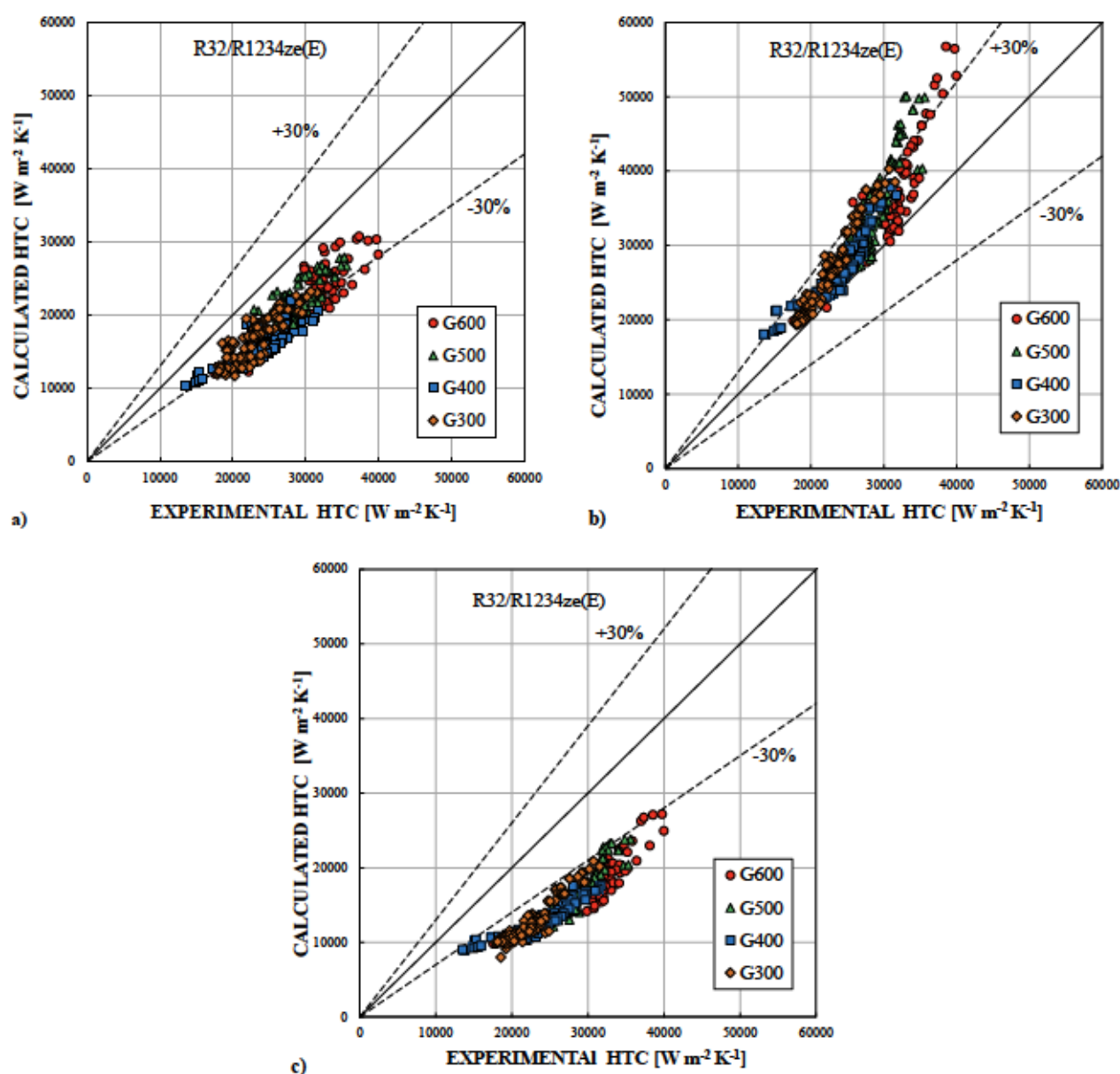


Figura 5.4. Confronto dei coefficienti di scambio termico misurati in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm per la miscela R32/R1234ze(E) con i coefficienti calcolati dal modello applicando la correzione per miscele zeotropiche: a) Sun-Mishima [10], b) Thome et al. [12], c) Bertsch et al. [11].

Tabella 5.2. Errori relativi, errori assoluti e deviazioni standard dei modelli di Sun-Mishima, Thome et al. e Bertsch et al. corretti per le miscele zeotropiche per il database in vaporizzazione nella sezione di diametro interno 0.96 mm.

Fluido	Sun-Mishima			Dupont-Thome			Bertsch		
	e _R [%]	e _{AB} [%]	σ _N [%]	e _R [%]	e _{AB} [%]	σ _N [%]	e _R [%]	e _{AB} [%]	σ _N [%]
R32/R1234ze(E)	-28.8	28.8	6.9	15.7	15.7	9.6	-44.1	44.1	4.8

6 Modelli per il calcolo delle perdite di carico bifase per attrito

Questa sezione presenta il confronto tra le perdite di carico misurate sperimentalmente nella sezione di diametro interno pari a 0.96 mm e i valori calcolati con alcuni modelli selezionati per le perdite di carico bifase.

In Figura 6.1 è riportato il confronto tra i valori calcolati con il modello di Friedel [17] e i punti sperimentali per i fluidi R450A e R515B. Il modello di Friedel predice il valore delle perdite di carico in modo accurato per R450A: l'errore medio relativo è pari a -6.5 %, l'errore medio assoluto è pari a 12.4 % e la deviazione standard è pari a 13.6 %. Per R515B invece la previsione è meno accurata, con un errore medio pari a 25.4 %. Per entrambi i fluidi nella zona a titolo di vapore intermedio (compreso tra 0.4 e 0.7) a $G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ l'errore relativo supera il 20 %, con il modello che sottostima le perdite di carico rispetto al valore sperimentale. Inoltre, per la miscela R515B, il modello sovrastima leggermente le perdite di carico a bassa portata specifica ($G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$) con un errore medio assoluto pari a 12 % ma che supera il 30 % per i punti a titolo più basso.

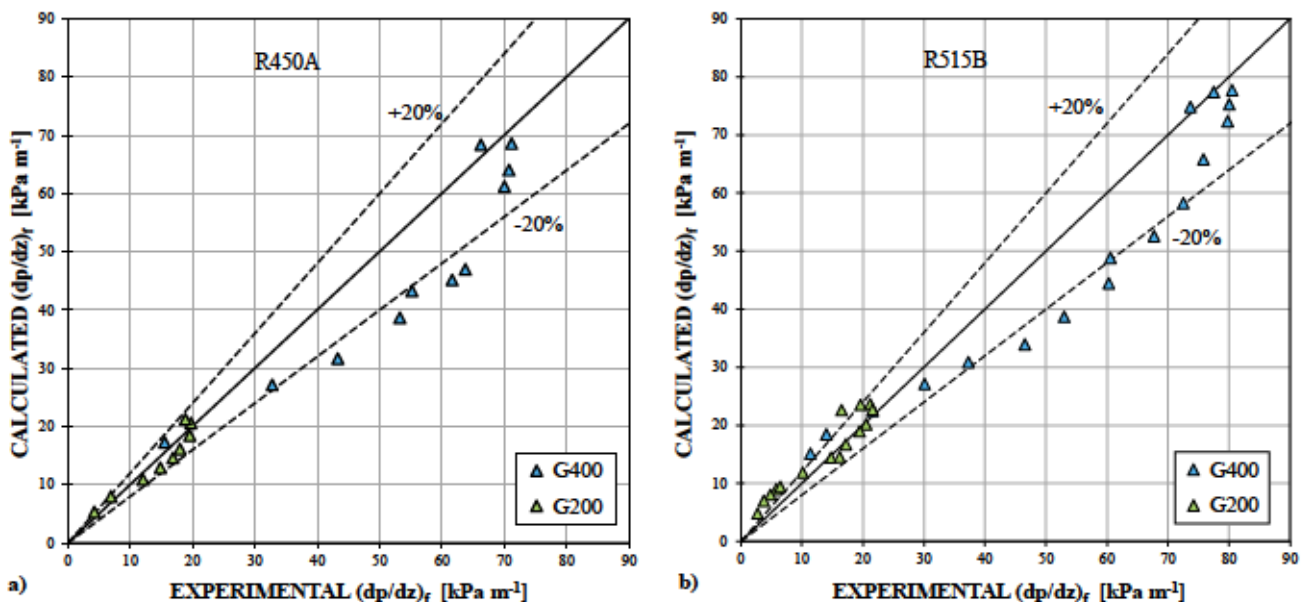


Figura 6.1. Confronto tra le perdite di carico sperimentali misurate nella sezione con diametro interno uguale a 0.96 mm con a) R450A e b) R515B e quelle calcolate con il modello di Friedel [17].

Il confronto dei punti sperimentali con il modello di Del Col et al. [18] è invece riportato in Figura 6.2. Il modello di Del Col et al. riesce a predire le perdite di carico in maniera più accurata rispetto a quello di Friedel. Con il modello di Del Col et al. l'errore medio assoluto risulta pari a -11.3 % e 5.8 %, l'errore medio relativo è pari a 11.5 % e 17.1 % e la deviazione standard è pari a 6.5 % e 27.5 % per R450A e R515B rispettivamente.

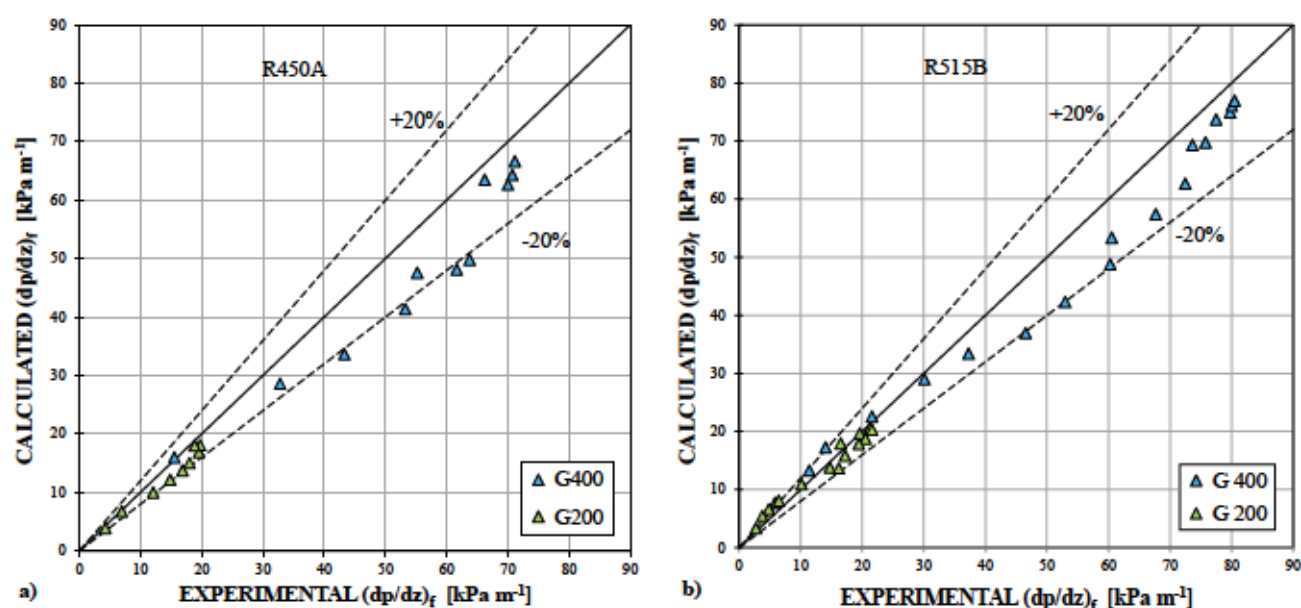


Figura 6.2. Confronto tra le perdite di carico sperimentali misurate nella sezione con diametro interno uguale a 0.96 mm con a) R450A e b) R515B e quelle calcolate con il modello di Del Col [18].

Nel caso del modello di Muller-Steinhagen [19], i risultati sono riportati in Figura 6.3. A differenza dei due modelli precedenti si osserva la generale tendenza a sottostimare il valore delle perdite di carico. Per questo modello, l'errore medio relativo è pari a -18.7 % e -7 % rispettivamente per R450A e R515B e l'errore medio assoluto è pari a 19 %.

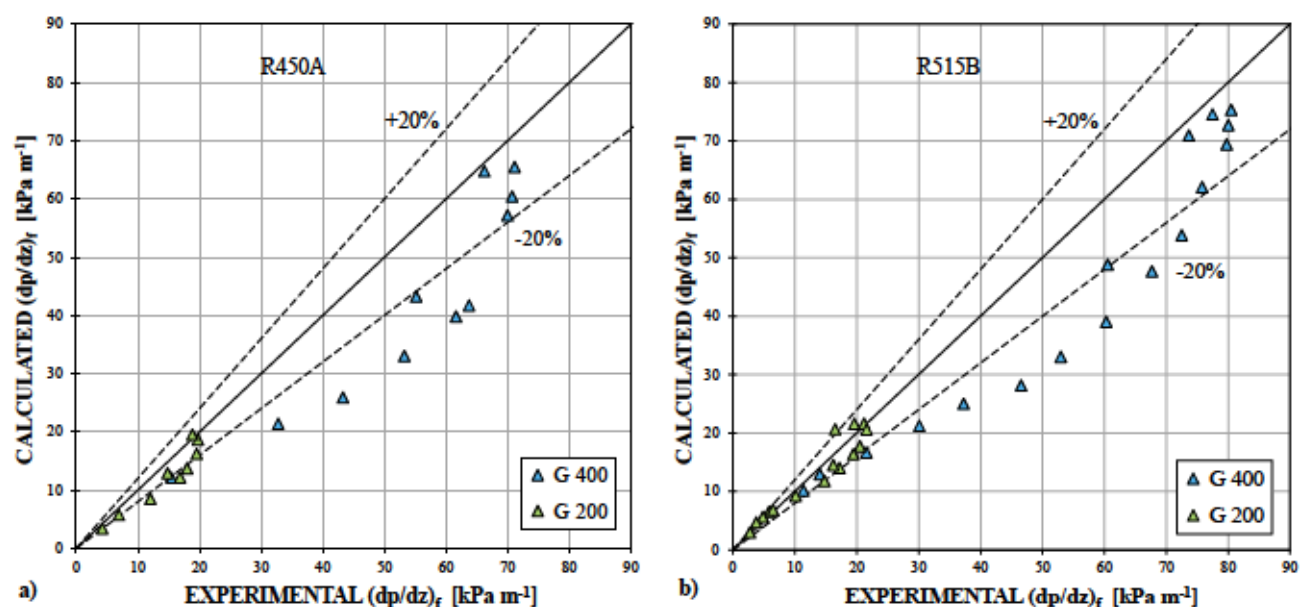


Figura 6.3. Confronto tra le perdite di carico sperimentali misurate nella sezione con diametro interno uguale a 0.96 mm con a) R450A e b) R515B e quelle calcolate con il modello di Muller-Steinhagen [19].

In Tabella 6.1 sono riportati i valori di errore medio assoluto, errore medio relativo e deviazione standard dei tre modelli per la previsione delle perdite di carico.

Tabella 6.1. Errori relativi, errori assoluti e deviazioni standard dei modelli di Friedel, Del Col et al. e Muller-Steinhagen per il database delle perdite di carico nella sezione di diametro interno 0.96 mm.

Fluido	Friedel			Del Col et al.			Muller-Steinhagen		
	e_R [%]	e_{AB} [%]	σ_N [%]	e_R [%]	e_{AB} [%]	σ_N [%]	e_R [%]	e_{AB} [%]	σ_N [%]
R450a	-6.5	12.4	13.6	-11.3	11.5	6.5	-18.7	19.1	11.3
R515b	13.2	25.4	39.9	5.8	17.1	27.5	-6.9	18.6	22.3

7 Modello numerico di una pompa di calore domestica che utilizza nuovi fluidi a basso GWP

7.1 Descrizione dei due prototipi di pompe di calore disponibili presso ENEA

In questa sezione vengono descritti i due prototipi di pompa di calore aria-acqua disponibili presso ENEA – Casaccia dei quali è stato realizzato un modello numerico nella presente linea di attività LA-3.6. Le due macchine sono progettate per l'utilizzo domestico (potenza nominale in riscaldamento 4 kW) e risultano identiche dal punto di vista costruttivo, fatta eccezione per la taglia del compressore installato. Originariamente le due pompe di calore erano state costruite per operare con i fluidi R134a (Prototipo #1) e con R290 (Prototipo #2). Durante la linea di attività LA 3-3 si è proceduto ad una riprogettazione delle due macchine in modo da poter far funzionare il prototipo #1 con R1234ze(E) (GWP a 100 anni < 1) e il Prototipo #2 con R410A (GWP = 1923), R452B (GWP = 676) e R454B (GWP = 467), come descritto dettagliatamente nel report precedente Report RdS/PTR(2020)/026 [20]. Per l'adattamento al funzionamento con i nuovi fluidi operativi nello specifico, sono state rese necessarie delle modifiche che hanno riguardato principalmente la sostituzione del compressore installato, mantenendone tuttavia la tipologia (alternativo e semiermetico).

Dopo aver apportato le modifiche necessarie, le due macchine risultano costituite dai seguenti componenti:

- Compressore semi-ermetico Frascold® modello B1.5-9.1AXY per il Prototipo #1 funzionante a R1234ze(E) e compressore semi-ermetico Frascold® modello A05-4AXY per il Prototipo #2 operante con R410A, R452B e R454B;
- Batteria alettata, modello EC1006175 CCV1470/4-T7 prodotta dall'azienda FRIGO SYSTEM®, operante come evaporatore in modalità pompa di calore;
- Scambiatore di calore a piastre, modello B10THx40 dell'azienda SWEP®, funzionante come condensatore in modalità pompa di calore;
- Scambiatore di calore rigenerativo a tubi concentrici, modello HE1.5 prodotto dall'azienda Danfoss®;
- Valvola di espansione elettronica Carel® modello E2V11BSF00;
- Separatore di olio, modello 5540/5 dell'azienda Castel®;
- Ricevitore di liquido, FRIGO MEC®, modello 151.0051.A per il funzionamento con R410A, R452B, R454B e modello 130.1429.A per il funzionamento con R1234ze(E);
- Separatore di liquido, FRIGO MEC®, modello 150.0026.A per il funzionamento con R410A, R452B, R454B e modello 101.1012.P.A per il funzionamento con R1234ze(E);
- Valvole a 4 vie prodotte dall'azienda RANCO® (Eliwell®) modello V3412080800.

7.2 Schema d'impianto

Viene di seguito riportato lo schema d'impianto per i due prototipi di pompa di calore in cui vengono evidenziati i punti di misurazione di temperatura e pressione e la disposizione dei vari componenti. Partendo dalle condizioni di aspirazione al compressore (1), il fluido operativo viene compresso fino alle condizioni di mandata (2) per poi attraversare il separatore d'olio (2a). Dopo la valvola a 4 vie, il fluido si trova all'ingresso del condensatore (2b) dal quale esce sottoraffreddato (3) e successivamente, dopo una seconda valvola a 4 vie e un serbatoio di liquido, entra in uno scambiatore rigenerativo tubo in tubo (3b). Dopo questo ulteriore scambio termico (4), il refrigerante subisce un processo di laminazione (4a), viene fatto evaporare tra le condizioni (5) e (6) per poi essere inviato ad un separatore di liquido (6a). Il vapore prelevato viene surriscaldato dallo scambiatore rigenerativo per poi ritornare al punto di aspirazione al compressore (1).

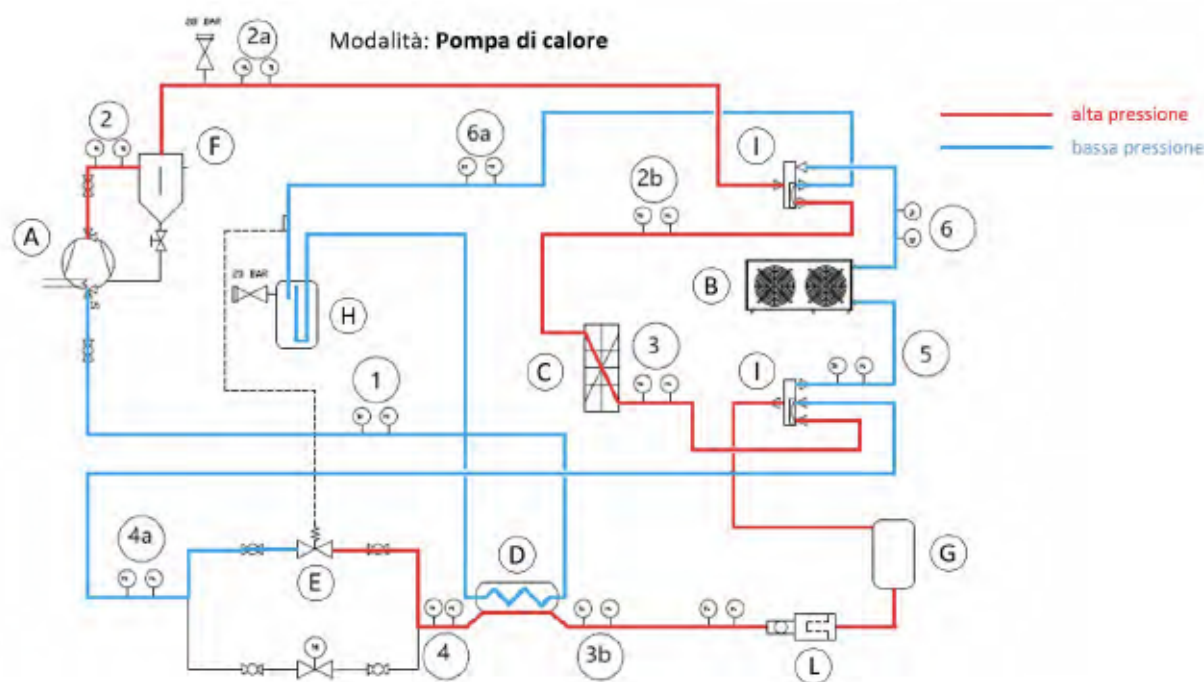


Figura 7.1. Schema d'impianto della macchina operante in modalità pompa di calore. (A) compressore, (B) batteria alettata, (C) scambiatore a piastre, (D) scambiatore rigenerativo, (E) valvola di espansione elettronica, (F) separatore d'olio, (G) ricevitore di liquido, (H) separatore di liquido, (I) valvola a 4 vie, (L) filtro.

7.3 Descrizione del modello della pompa di calore

È stato realizzato un modello numerico per simulare il funzionamento dei due prototipi di pompa di calore. Il modello è stato sviluppato in ambiente Matlab® ed è stato utilizzato il database Refprop 10 [2] per il calcolo delle proprietà termodinamiche e di trasporto dei diversi fluidi operativi. Si è scelto di utilizzare nella realizzazione del modello delle macchine un approccio di tipo modulare nel quale ogni componente è stato considerato separatamente e descritto con un opportuno sotto-modello. Mettendo insieme i vari elementi è poi possibile ottenere uno strumento numerico per la simulazione del funzionamento della pompa di calore. Questo approccio ha il vantaggio di rendere semplice una eventuale sostituzione/modifica dei singoli componenti della macchina e inoltre consente di fornire una metodologia di calcolo per le pompe di calore operanti con fluidi a basso GWP che può essere estesa anche a macchine diverse da quelle qui nello specifico considerate. Nelle sezioni successive sono descritti in dettaglio i modelli utilizzati per descrivere il comportamento dei singoli componenti delle due macchine.

7.3.1 Compressore

Nei due prototipi di pompa di calore disponibili in ENEA sono presenti due compressori semi-ermetici di tipo alternativo prodotti dall'azienda Frascold® ai quali è stato successivamente accoppiato un inverter. In particolare sono installati il modello B1.5-9.1AXY per il Prototipo #1 (operante con R1234ze(E)) mentre nel caso del Prototipo #2 (che può operare con R410A, R452B e R454B) è installato il modello A05-4AXY. Le principali caratteristiche dei due compressori sono riassunte nella Tabella 7.1.

Tabella 7.1. Caratteristiche dei compressori attualmente installati nei due prototipi di pompa di calore.

Modello	Fluido operativo	N° pistoni	Spostamento volumetrico a 50 Hz [m ³ /h]	Spostamento volumetrico a 60 Hz [m ³ /h]
B1.5-9.1AXY	R1234ze(E)	2	8,96	10,8
A05-4AXY	R410A, R452B, R454B	2	4,93	5,92

Sia nel caso di funzionamento con R1234ze(E) che nel caso di funzionamento con R410A e i suoi possibili sostituti a basso GWP (R452B e R454B)) non è stato possibile ottenere direttamente le prestazioni del compressore a partire dai coefficienti polinomiali forniti dal costruttore essendo questi non disponibili per i fluidi in esame. Si sono quindi individuati, tra i fluidi per i quali il costruttore fornisce i coefficienti polinomiali, quelli che presentano curve temperatura di saturazione-pressione più vicine a quelle dei refrigeranti in Tabella 7.1. È stato quindi applicato il modello di Navarro-Peris et al. [21] a partire dai coefficienti polinomiali noti con R134a (nel caso di R1234ze(E) come fluido operativo) e R404A (nel caso delle tre miscele).

Analizzando a titolo di esempio il funzionamento della pompa di calore con R410A, ci si è avvalsi delle seguenti formule per il calcolo della potenza elettrica assorbita e della portata elaborata:

$$P_{el} = C_{1p} + C_{2p}t_o + C_{3p}t_c + C_{4p}t_o^2 + C_{5p}t_o t_c + C_{6p}t_c^2 + C_{7p}t_o^3 + C_{8p}t_c t_o^2 + C_{9p}t_o t_c^2 + C_{10p}t_c^3 \quad (7.1)$$

$$\dot{m}_f = C_{1m} + C_{2m}t_o + C_{3m}t_c + C_{4m}t_o^2 + C_{5m}t_o t_c + C_{6m}t_c^2 + C_{7m}t_o^3 + C_{8m}t_c t_o^2 + C_{9m}t_o t_c^2 + C_{10m}t_c^3 \quad (7.2)$$

dove C_{ip} e C_{im} sono i coefficienti polinomiali forniti dal costruttore e relativi al funzionamento del compressore con il fluido R404A, mentre t_o e t_c indicano rispettivamente la temperatura di evaporazione e di condensazione. Dal valore della portata di massa effettivamente elaborata si ricava il rendimento volumetrico del compressore, definito come

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_{suct} \dot{V}} \quad (7.3)$$

dove ρ_{suct} indica la densità all'aspirazione e $\dot{V}$ lo spostamento volumetrico. Dal valore della potenza totale assorbita si ottiene il rendimento globale del compressore:

$$\eta_G = \frac{\dot{m}_f (h_{2is} - h_1)}{P_{el}} \quad (7.4)$$

con h_{2is} entalpia del refrigerante in uscita in ipotesi di compressione isoentropica e h_1 entalpia del refrigerante alle condizioni di aspirazione. Assumendo i valori di rendimento elettrico pari meccanico si calcola di conseguenza il rendimento isoentropico dal quale è possibile ricavarsi l'entalpia specifica del fluido alla mandata del compressore e perciò le condizioni di uscita del refrigerante dal compressore:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \quad (7.5)$$

Le condizioni ricavate finora fanno riferimento ai fluidi di cui sono disponibili i coefficienti polinomiali. Al fine di ricavare le informazioni caratterizzanti il funzionamento con R1234ze(E), R410A, R452B e R454B, si è utilizzato il modello di Navarro-Peris et al. [21] che definisce i seguenti parametri adimensionali:

1. *Non-dimensional mass flow rate*

$$\dot{m}_f' = \frac{\dot{m}_f}{\rho_{sat} \dot{V}} \quad (7.6)$$

2. *Non-dimensional power consumption*

$$\dot{E}' = \frac{\dot{E}}{p_{suct} \dot{V}} \quad (7.7)$$

Nell'Eq. 7.6, $\dot{m}_f$ rappresenta la portata di massa del refrigerante, ρ_{sat} la densità calcolata alla pressione di evaporazione e p_{suct} la pressione di aspirazione. Navarro-Peris et al. [21] hanno determinato le seguenti espressioni per i due gruppi adimensionali:

$$\dot{m}_f' = k_1 \left[1 - F \left(\frac{SH}{T_{sat}} \right) \right] e^{k_2 R_p} \quad (7.8)$$

$$\dot{E}' = \frac{1}{k_1' + k_2' e^{k_3' R_p}} \quad (7.9)$$

dove k_i , F e k_i' rappresentano dei parametri empirici in funzione del tipo di compressore (riportati nella Tabella 7.2), SH è il livello di surriscaldamento presente all'aspirazione del compressore, T_{sat} la temperatura evaporazione e R_p il rapporto tra la pressione di mandata e aspirazione.

Tabella 7.2. Coefficienti empirici usati nelle equazioni 7.8 e 7.9.

Tipologia compressore	k_1	k_2	F	k_1'	k_2'	k_3'
Semi-ermetico	0,95	-0,056	0,75	0,474	3,19	-1,198

Utilizzando il modello di Navarro-Peris et al. [21] e avendo a disposizione le informazioni relative al reale funzionamento del compressore con il refrigerante R404A, si è potuto considerare seguente similitudine:

$$\frac{\eta_{volR404A}}{\eta_{volR410A}} = \frac{\eta_{p,volR404A}}{\eta_{p,volR410A}} \quad (7.10)$$

Nell'Eq. 7.10, a primo membro compare il rapporto tra il rendimento volumetrico del compressore considerando due diversi fluidi. Nel caso di R404A, per il quale sono noti i coefficienti polinomiali dal costruttore, il rendimento volumetrico è calcolato grazie all'Eq. 7.3, mentre $\eta_{volR410A}$ è l'incognita da ricavare. A secondo membro è riportato lo stesso rapporto, calcolato però a partire dal valore di portata di refrigerante ottenuto, per entrambi i fluidi, con il modello di Navarro-Peris et al. [21]:

$$\eta_{p,vol_i} = \frac{\dot{m}_{f_i}}{\rho_{suct_i} \dot{V}} = \frac{\dot{m}'_i \rho_{sat_i} \dot{V}}{\rho_{suct_i} \dot{V}} \quad (7.11)$$

dove il pedice i indica il diverso valore delle variabili nel caso il fluido considerato sia R404A o R410A. La portata di massa risulta perciò calcolabile come:

$$\dot{m}_{f,R410A} = \eta_{volR410A} \rho_{suct} \dot{V} \quad (7.12)$$

Questo procedimento ha permesso di ricavare le curve del compressore associate ai nuovi fluidi R410A, R452B e R454B non solo tramite un approccio teorico ma utilizzando anche le informazioni già in possesso e relative al funzionamento con il fluido R404A. Con un metodo analogo si ottiene la potenza elettrica assorbita:

$$\frac{P_{elR404A}}{P_{elR410A}} = \frac{P_{p,elR404A}}{P_{p,elR410A}} \quad (7.13)$$

dove a primo membro è presente il rapporto delle potenze calcolate conoscendo le curve fornite dal costruttore mentre a secondo membro è riportato lo stesso rapporto ma calcolato utilizzando il modello di Navarro-Peris et al. [21]. Le potenze elettriche sono calcolate come:

$$P_{p,el_i} = \dot{E}'_i p_{suct_i} \dot{V} \quad (7.14)$$

Una volta noti i valori di portata e potenza elettrica assorbita anche nel caso del refrigerante R410A, utilizzando le equazioni 7.3-7.5, è possibile descrivere il funzionamento del compressore. Viene riportata in Tabella 7.3 e 7.4 la lista delle principali grandezze in ingresso e in uscita per il modello del compressore a seconda del fluido operativo.

Un procedimento del tutto analogo è utilizzato per il modello del compressore operante con R1234ze(E), utilizzando in questo caso i dati relativi al funzionamento con il fluido R134a forniti dal costruttore.

Tabella 7.3. Input necessari e output forniti dal modello del compressore operante con R404A.

Input necessari	Grandezze calcolate
t_1	h_2
r_p	t_2
p_1	$\dot{m}_f$
<i>frequenza</i>	P_{el}
t_o	η_G
t_c	η_{vol}

Tabella 7.4. Input necessari e output forniti dal modello del compressore operante con R410A o suoi sostituti.

Input necessari	Grandezze calcolate
t_{1R410A}	h_{2R410A}
r_{pR410A}	t_{2R410A}
p_{1R410A}	$\dot{m}_{fR410A}$
<i>frequenza</i>	$P_{elR410A}$
t_o	η_{GR410A}
t_c	$\eta_{volR410A}$
t_{1R404A}	
r_{pR404A}	
p_{1R404A}	

7.3.2 Batteria alettata

Nei due prototipi di pompa di calore, l'evaporatore è costituito da una batteria alettata composta da 4 ranghi ciascuno composto da 14 tubi. All'ingresso della batteria il refrigerante si presenta già nelle condizioni bifase e grazie al calore assorbito dall'aria esterna esce surriscaldato per poi essere inviato allo scambiatore rigenerativo. In Tabella 7.5 sono riportate le principali caratteristiche geometriche della batteria alettata.

La portata di aria è garantita da due ventilatori a velocità costante, modello A4E300-AS72-01 dell'azienda Ebm-papst®. Grazie alla stima delle perdite di carico lato aria e note le curve caratteristiche fornite dal costruttore, è possibile determinare la portata di aria che attraversa lo scambiatore di calore e stimare la potenza assorbita dai ventilatori.

Tabella 7.5. Principali caratteristiche geometriche della batteria alettata installata nei due prototipi di pompa di calore.

Batteria alettata CCV1470/4-T7	
Capacità nominale [W]	6500
Numero ranghi	4
Numero tubi per rango	14
Lunghezza tubo [mm]	700
Passo tra ranghi [mm]	21.65
Passo tra tubi [mm]	25
Spessore aletta [mm]	0.1
Diametro esterno tubi [mm]	7.94
Spessore tubi [mm]	0.3
Conducibilità termica alluminio (aletta) [W/(m K)]	204
Conducibilità termica rame (tubo) [W/(m K)]	390
Numero circuiti	4
Numero tubi per circuito	14

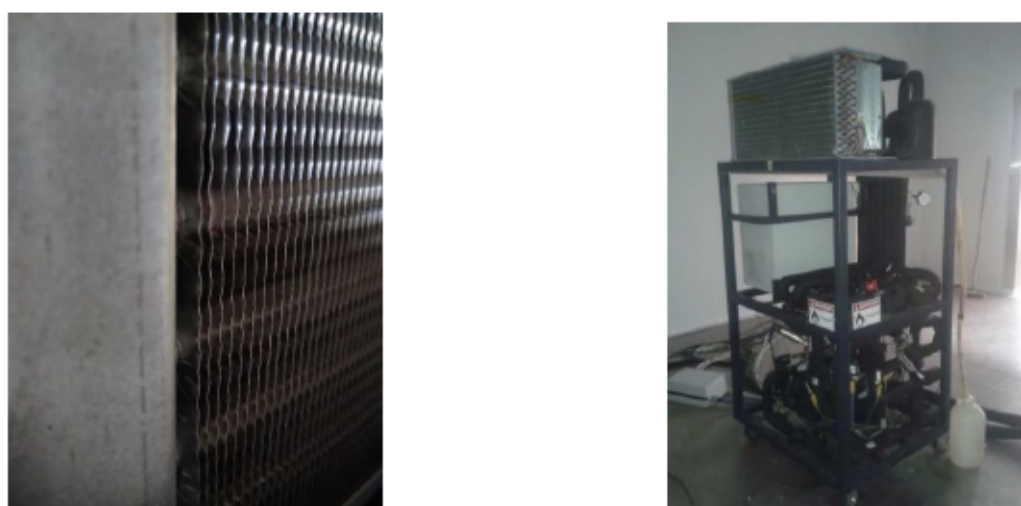


Figura 7.1. Batteria alettata Frigo System® CCV1470/4-T7.

Measured values

	U	f	n	P _e	I	LpA _{in}	LwA _{in}	qv	P _{fs}
	V	Hz	min ⁻¹	W	A	dB(A)	dB(A)	m ³ /h	Pa
1	230	50	1380	62	0.28	53	60	1800	0
2	230	50	1370	63	0.28	52	59	1555	20
3	230	50	1355	66	0.29	51	58	1300	40
4	230	50	1320	72	0.32	53	61	975	60

U = Supply voltage · f = Frequency · n = Speed · P_e = Power input · I = Current draw · LpA_{in} = Sound pressure level inlet side · LwA_{in} = Sound power level inlet side · qv = Air flow
p_{fs} = Pressure increase

Figura 7.2. Dati del ventilatore forniti dal costruttore.

Al fine di analizzare nel dettaglio le condizioni di scambio termico nella batteria alettata e tenendo quindi conto del percorso effettivo compiuto dal refrigerante, si è scelto di discretizzare l'evaporatore in tanti piccoli elementi. Il numero di elementi nel quale è suddivisa la batteria è pari a

$$N_{elem} = N_r N_t N_z \quad (7.15)$$

con N_r , N_t e N_z rispettivamente il numero di ranghi, il numero di tubi per rango e il numero di suddivisioni lungo l'asse dei ciascun tubo (discretizzazione assiale). Il numero minimo N_z di elementi in cui è necessario suddividere i tubi orizzontali è stato determinato attraverso un'analisi dell'andamento della temperatura di condensazione e del flusso termico scambiato alla batteria (Fig. 7.3 e 7.4).

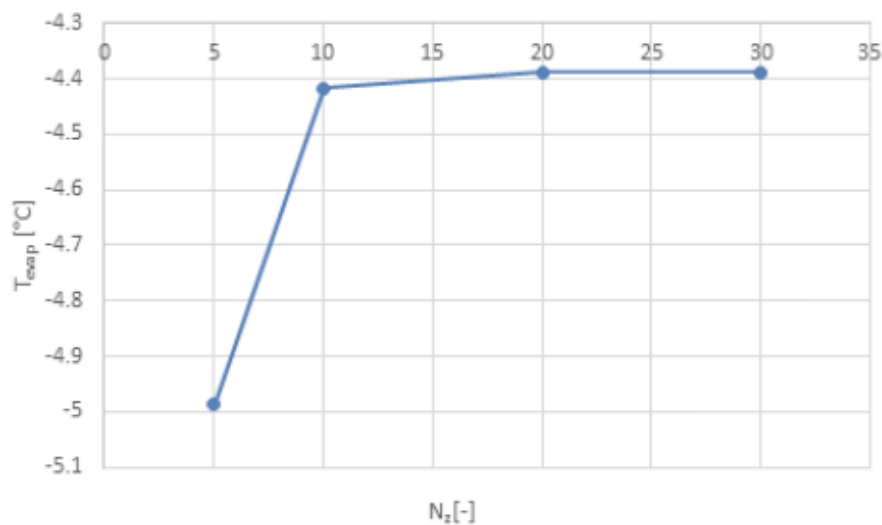


Figura 7.3. Andamento della temperatura di evaporazione al variare del numero di elementi usati per la discretizzazione dei tubi della batteria alettata.

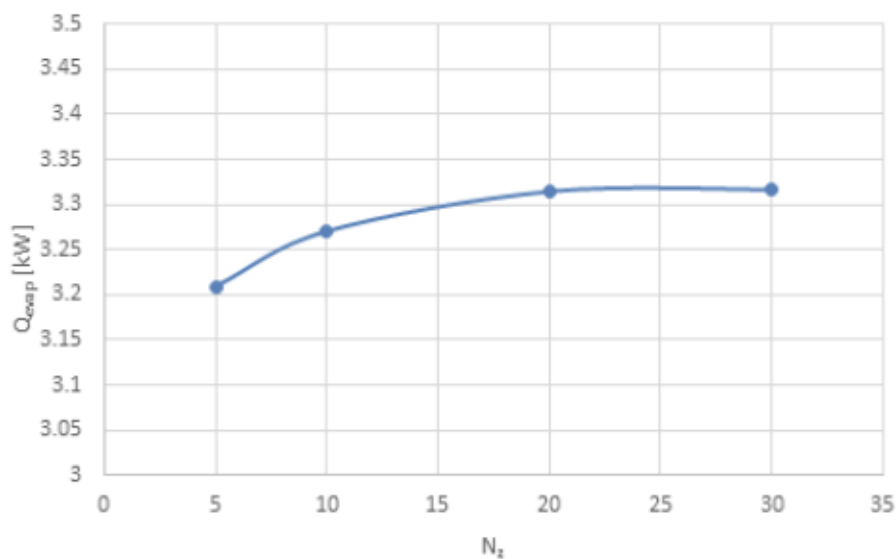


Figura 7.4. Andamento del flusso termico scambiato nella batteria alettata al variare del numero di elementi usati per la discretizzazione dei tubi.

Identificato il numero corretto di elementi in cui è necessario suddividere la batteria, è necessario considerare ogni singolo elemento come uno scambiatore di calore in cui le proprietà termodinamiche e di trasporto dei fluidi si possono ritenere costante così pure i coefficienti di scambio termico e di trasporto massa. Bisogna inoltre definire le condizioni al contorno per ciascun elemento e quindi come primo passo tutti gli elementi che compongono lo scambiatore di calore sono stati indicizzati come illustrato in Fig. 7.5.

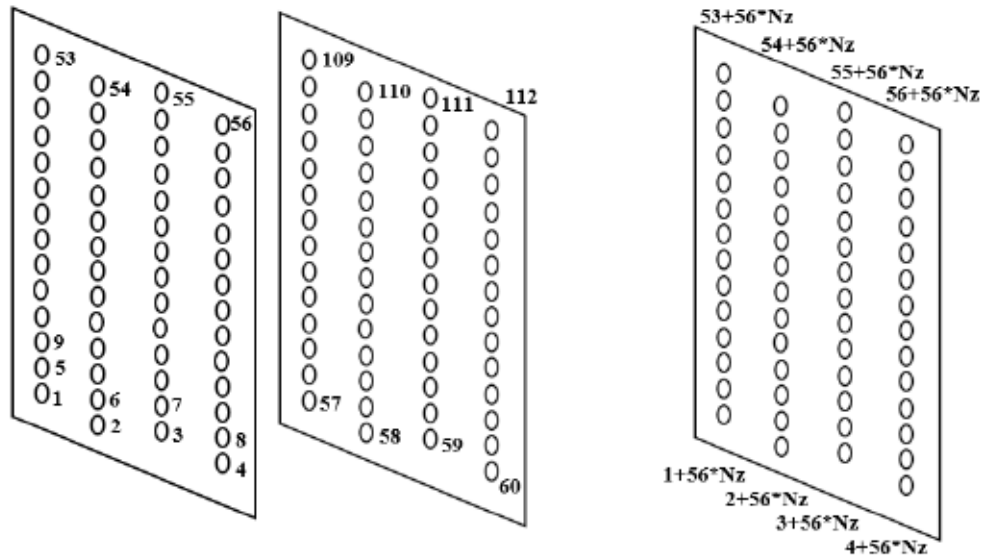


Figura 7.5. Indicizzazione lato circuito refrigerante della batteria alettata.

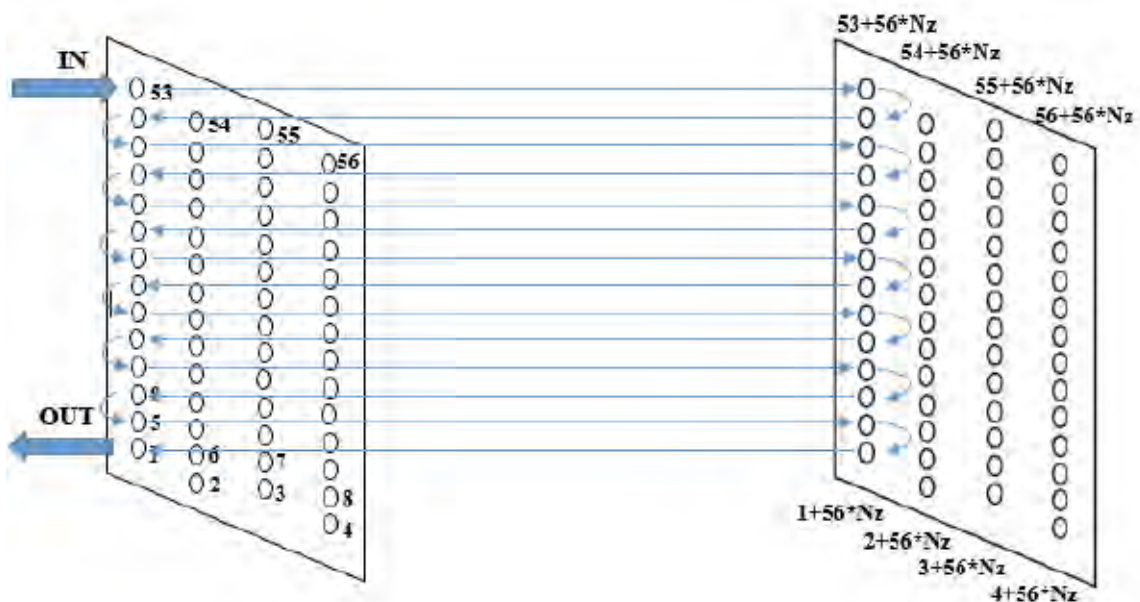


Figura 7.6. Percorso del refrigerante all'interno di un circuito.

Riferendosi alla Figura 7.6, il percorso compiuto dal refrigerante attraverso i tubi viene descritto grazie alla numerazione effettuata a partire della prima aletta a sinistra (piano verticale forato in cui sono presenti i

numeri da 1 a 53). Il vettore che traccia la corretta circuitazione del fluido operativo nel primo rango di tubi sarà:

$$[53 \quad 49 \quad 45 \quad 41 \quad 37 \quad 33 \quad 29 \quad 25 \quad 21 \quad 17 \quad 13 \quad 9 \quad 5 \quad 1]$$

In maniera analoga viene definita la circuitazione dell'aria che rispetto al refrigerante è considerata a flusso incrociato. Per questo motivo, prendendo come riferimento il primo rango di tubi che l'aria lambisce, il numero di elementi che descrivono il percorso del fluido secondario risulta pari a

$$N_{elem} = N_z N_t \quad (7.16)$$

che corrisponde al numero di spazi tra tubi e alette in cui l'aria passa attraverso la batteria alettata.

Il metodo ϵ -NTU viene poi applicato a ciascuno singolo elemento in cui è stata discretizzata la batteria alettata al fine di determinare il flusso termico scambiato. Si ipotizza un valore di primo tentativo dell'efficienza dello scambiatore di calore. Grazie a questa assunzione si è in grado di stimare il flusso termico effettivo come

$$Q_{eff} = \epsilon Q_{maxelem} \quad (7.17)$$

dove $Q_{maxelem}$ rappresenta il flusso termico massimo scambiabile nell'elemento calcolato imponendo le condizioni di ingresso relative alla singola unità di controllo. Noto il flusso termico scambiato, si ricavano di conseguenza le condizioni di uscita del refrigerante e dell'aria dall'elemento, tenendo anche conto delle perdite di carico che si verificano lungo il tratto considerato. Le perdite di carico per il refrigerante vengono calcolate, nel caso bifase, utilizzando le correlazioni di Friedel [22] e Rohuani [23] per il grado di vuoto necessario per stimare la variazione di pressione dovuta alla variazione di quantità di moto) mentre, nel caso di deflusso monofase, viene utilizzata la correlazione Churchill [24].

Poiché la batteria alettata funziona da evaporatore, sono state identificate tre zone distinte caratterizzate da meccanismi di scambio termico differenti:

1. Tratto di evaporazione. Nella parte iniziale dello scambiatore il refrigerante, proveniente dalla valvola di laminazione, entra già in condizione bifase e progressivamente aumenta il suo titolo di vapore fino a giungere alla condizione di dry-out. La condizione che descrive questo tratto è perciò

$$x_{in} \leq x < x_{DO}$$

dove x_{in} e x_{DO} indicano rispettivamente il titolo di ingresso all'evaporatore e quello di dry-out. Le correlazioni impiegate per la stima del coefficiente di scambio termico e delle perdite di pressione sono rispettivamente la correlazione di Gungor-Winterton [25] e di Friedel [22]. La stima del titolo di dry-out è ottenuta in accordo a quanto suggerito dal modello di Thome et al. [26].

2. Tratto di dry-out. Questa zona è caratterizzata da un calo brusco del coefficiente di scambio termico dovuto all'asciugamento del film di liquido lungo la parete. Si è in questa regione quando

$$x_{DO} \leq x < 1$$

Il valore del coefficiente di scambio termico viene ottenuto grazie ad un'interpolazione lineare tra i valori ottenuti nelle condizioni di dry-out e di vapore saturo secco.

3. Tratto di surriscaldamento. Il coefficiente di scambio termico viene calcolato utilizzando la correlazione di Gnielinski [27]. Il tratto è identificato dalla condizione

$$x \geq 1$$

Lo scambio termico lato aria prevede due differenti scenari:

- a) Scambio termico sensibile. Si verifica se la temperatura superficiale della batteria è maggiore della temperatura di rugiada dell'aria. In questo caso, il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico del fluido secondario vengono calcolate rispettivamente secondo i modelli di Rich [28] e Abu Madi [29].
- b) Scambio termico sensibile e latente. Se la temperatura superficiale della batteria risulta inferiore alla temperatura di rugiada si ha anche un processo di deumidificazione dell'aria. Al fine di considerare gli effetti dovuti al film di liquido lungo le alette e alla resistenza al trasporto di massa del vapore nell'aria, si è fatto riferimento a Threlked [30] per l'analisi dello scambio termico e al modello di Wang et al. [31] per il calcolo delle perdite di carico lato aria in presenza di film di liquido.

Una volta determinati i coefficienti di scambio termico lato aria e lato refrigerante, viene calcolato il coefficiente di scambio termico globale riferito all'area interna come:

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{HTC_f} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)A_i}{2\pi L\lambda_t} + \frac{A_i}{HTC_{air}A_e}} \quad (7.18)$$

I termini HTC_f e HTC_{air} si riferiscono ai coefficienti di scambio termico, rispettivamente, del refrigerante e dell'aria. I parametri geometrici D_e , D_i , indicano il diametro esterno ed interno del tubo, L , A_i , A_e rispettivamente la lunghezza, l'area interna ed esterna di scambio termico dell'elemento in esame, λ_t rappresenta la conducibilità termica del tubo in rame. Una volta noto il valore del coefficiente globale di scambio termico è possibile determinare il valore del numero di unità di trasporto:

$$NTU = \frac{K_i A_i}{C_{min}} \quad (7.19)$$

con

$$C_{min} = \min(C_f, C_{air}) \quad (7.20)$$

dove C_f e C_a rappresentano rispettivamente la capacità termica di flusso del refrigerante e dell'aria. Viene quindi determinata l'efficienza relativa all'elemento considerato dello scambiatore di calore (in funzione del meccanismo di scambio termico) e si ricalcola il valore effettivo del flusso termico scambiato tramite l'Eq. 7.17, rideterminando di conseguenza le condizioni termodinamiche all'uscita dall'elemento considerato. Il ciclo iterativo giunge a convergenza nel momento in cui, tra un'iterazione e la precedente, i valori di pressione, temperatura all'uscita del volume di controllo e i flussi termici scambiati risultano invariati. Essendo lo scambiatore formato da 4 circuiti, costituiti dai 4 ranghi di tubi che compongono la batteria, alla

fine dello scambiatore è presente un punto di miscelazione, da cui si ottengono le condizioni di uscita del refrigerante dalla batteria. Viene quindi calcolato il surriscaldamento e confrontato con quello desiderato, imposto come condizione di input al modello. Il processo iterativo consiste nel variare la temperatura di saturazione in modo da ottenere in uscita dalla batteria il valore di surriscaldamento imposto come input al modello. Si ottengono come output principali del modello le variabili riportate in Tabella 7.6.

Tabella 7.6. Principali input e output per il modello della batteria alettata (evaporatore).

Input necessari	Grandezze calcolate
<i>fluido operativo</i>	Q_{evap}
SH_d	$t_{evap_{new}}$
$\dot{m}_{air_{in}}$	t_6
$t_{air_{in}}$	p_6
$UR_{air_{in}}$	SH_c
$\dot{m}_f$	
p_5	
t_5	

7.3.3 Scambiatore di calore a piastre (condensatore)

Il secondo scambiatore di calore presente nell'impianto è uno scambiatore a piastre prodotto dall'azienda SWEP[®]. È composto da una serie di piastre parallele corrugate meccanicamente a spina di pesce e saldobrasate in rame. Tra i canali scorrono alternativamente il refrigerante e il fluido termovettore, in questo caso, acqua. Ogni piastra è provvista di quattro fori disposti sugli angoli che permettono il passaggio dei due fluidi e ne decidono la circuitazione.



Figura 7.7. Scambiatore a piastre B10THx40 (da wwwSWEP.net)

Nelle due pompe di calore, lo scambiatore a piastre funziona da condensatore: l'acqua si scalda assorbendo il calore rigettato dal refrigerante durante il cambiamento di fase. Le principali caratteristiche geometriche dello scambiatore di calore sono riportate nella Tabella 7.7.

Tabella 7.7. Principali caratteristiche geometriche dello scambiatore a piastre.

MODELLO	B10THx40
Lunghezza singolo canale [m]	0.243
Larghezza canale [m]	0.115
Profondità canale lato refrigerante* [m]	0.002
Profondità canale lato acqua* [m]	0.002
Area effettiva piastra* [m ²]	0.023
Numero di piastre	40
Spessore della piastra* [m]	0.0003
Diametro connessioni acqua [m]	0.024
Diametro connessioni refrigerante [m]	0.024
Inclinazione spina di pesce* [°]	60

I valori delle grandezze contrassegnate con un asterisco sono state ipotizzate, in accordo con le caratteristiche generali che contraddistinguono questa tipologia di scambiatori, per permettere la modellazione del componente.

Per un'analisi dettagliata dello scambiatore di calore a piastre, operante da condensatore, si suddivide il componente in quattro zone distinte in base alla modalità di scambio termico:

1. Tratto di desurriscaldamento sensibile. Le correlazioni impiegate per descrivere questa porzione di scambiatore, sia in termini di coefficiente di scambio termico che di caduta di pressione, fanno riferimento ai lavori di Martin [32].
2. Tratto di desurriscaldamento con condensazione. Per analizzare la condensazione di vapore surriscaldato si è scelto di adottare il modello di Webb [33] per il calcolo del coefficiente di scambio termico e la correlazione di Amalfi et al. [34] per la stima delle perdite di pressione in tutta la zona bifase.
3. Tratto di condensazione. La zona di condensazione tra piastre corrugate in condizioni di saturazione viene descritta attraverso la correlazione di Longo et al. [35].
4. Tratto di sottoraffreddamento. In quest'ultima parte, trattandosi nuovamente di scambio termico di tipo sensibile, vengono impiegate le correlazioni di Martin [32].

Il modello è composto da un ciclo iterativo principale necessario per stimare la temperatura di condensazione effettiva e da una serie di schemi iterativi annidati e associati alle singole zone in cui è suddiviso lo scambiatore. Lato fluido termovettore (acqua), il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico lungo lo scambiatore vengono anch'esse stimate attraverso le correlazioni di Martin [32]. L'uscita dal ciclo iterativo principale è basata sulla condizione che la somma delle lunghezze associate alle quattro

singole zone precedentemente descritte coincida con la lunghezza totale dello scambiatore. Per ogni zona, lo schema di calcolo è il seguente:

- Viene ipotizza una lunghezza di primo tentativo necessaria per scambiare il flusso termico associato al tratto in analisi;
- Si calcolano il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico;
- Si determina la nuova lunghezza necessaria in funzione del coefficiente di scambio termico globale riferito all'area esterna e del valore della differenza di temperatura media logaritmica

$$L_{ijnew} = \frac{\dot{m}_f \Delta h_{ij} L_{TOT}}{A_{w,tot} K_{w,ij} \Delta t_{ml,ij}} \quad (7.21)$$

Nell'Eq. 7.21, a numeratore è riportata la variazione di entalpia specifica del refrigerante Δh_{ij} lungo l'elemento di controllo (indicato genericamente con i pedici di inizio e fine della suddivisione i e j) moltiplicata per la lunghezza di scambio termico dell'intero scambiatore L_{TOT} . A denominatore è riportato il prodotto area di scambio totale $A_{w,tot}$, coefficiente globale di scambio termico $K_{w,ij}$ e differenza di temperatura media logaritmica $\Delta T_{ml,ij}$ nell'elemento considerato. Il ciclo iterativo permette di stimare la temperatura di condensazione affinché l'area calcolata sia uguale a quella effettivamente disponibile. Le equazioni di controllo sono le seguenti:

$$L_{mod} = \frac{L_{deSH} + L_{condSH} + L_{cond} + L_{SC}}{L_{TOT}} * 100 \quad (7.22)$$

$$t_{condnew} = t_{mwc} + (t_{cond} - t_{mwc}) L_{mod} \quad (7.23)$$

dove L_{deSH} , L_{condSH} , L_{cond} e L_{SC} indicano rispettivamente la lunghezza delle zone associate al desurriscaldamento, alla condensazione di vapore surriscaldato e saturo e al sottoraffreddamento del refrigerante.

Tabella 7.8. Principali input e output per il modello dello scambiatore a piastre operante come condensatore.

Input necessari	Grandezze calcolate
<i>fluido operativo</i>	Q_{cond}
SC_d	$t_{condnew}$
$\dot{G}_w$	t_3
t_{win}	p_3
$\dot{m}_f$	SC_c
p_{2b}	
t_{2b}	

7.3.4 Scambiatore di calore rigenerativo

All'uscita del condensatore e all'ingresso dell'evaporatore è presente uno scambiatore rigenerativo tubo-in-tubo prodotto dall'azienda Danfoss®, modello HE1.5.



Figura 7.8. Scambiatore rigenerativo Danfoss® modello HE1.5.

È noto il valore del prodotto tra il coefficiente globale di scambio termico e l'area, grandezza costante e fornita dal costruttore, pari a 4.9 W/K. Il modello dello scambiatore tubo-in-tubo si basa sulla differenza di temperatura media logaritmica e utilizza uno schema iterativo. Ipotezzando condizioni di ingresso di primo tentativo, si calcolano le seguenti grandezze:

$$Q_{rig} = (KA)_{rig} \Delta t_{ml} \quad (7.24)$$

$$h_4 = h_{3b} - \frac{Q_{rig}}{\dot{m}_f} \quad (7.25)$$

$$h_1 = h_{6a} + \frac{Q_{rig}}{\dot{m}_f} \quad (7.26)$$

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_4 - t_{6a}) - (t_{3b} - t_1)}{\ln \frac{(t_4 - t_{6a})}{(t_{3b} - t_1)}} \quad (7.27)$$

La stima della caduta di pressione lato vapore e lato liquido viene ottenuta a partire dai dati raccolti attraverso il software CoolSelector2 di Danfoss® in cui, fornendo le temperature di evaporazione e condensazione e la portata elaborata, il programma fornisce come output le cadute di pressione. Si sono determinate delle funzioni in grado di calcolare le perdite di carico come

$$\Delta p_{gas} = f(t_{evap}, \dot{m}_f) \quad (7.28)$$

$$\Delta p_{liq} = f(t_{cond}, \dot{m}_f) \quad (7.29)$$

Di seguito vengono riportate le principali variabili in input e output del modello per lo scambiatore rigenerativo.

Tabella 7.9. Grandezza di input e output per il modello dello scambiatore rigenerativo.

Input necessari	Grandezze calcolate
<i>fluido operativo</i>	Q_{rig}
t_{3b}	t_4
t_{6a}	t_1
p_{3b}	p_4
p_{6a}	p_1
$\dot{m}_f$	
t_{evap}	
t_{cond}	

7.3.5 Separatore d'olio

Osservando i dati sperimentali ottenuti con i refrigeranti R1234ze(E), R410A, R452B e R454B, oltre ai componenti sopra descritti, si è voluto considerare l'effetto dovuto alla presenza del separatore d'olio in quanto esso determina una variazione in termini di temperatura e pressione del refrigerante.

Il separatore d'olio, posto all'uscita dal compressore, ne permette una corretta lubrificazione, evitando che una quantità eccessiva di olio venga trasportata dal refrigerante nell'impianto, andando ad accumularsi in altre parti del circuito. Si è scelto di modellizzare la presenza del separatore d'olio utilizzando i risultati sperimentali ottenuti durante i test effettuati da ENEA in camera climatica con R1234ze(E), R410A, R452B e R454B. Tra la condizione di ingresso 2 e quella di uscita 2a è possibile riscontrare una caduta di temperatura dovuta alle dispersioni termiche nel separatore. Questo comporta una riduzione del flusso termico scambiato al condensatore e conseguentemente una riduzione dell'efficienza della pompa di calore. La variazione di temperatura tra ingresso e uscita del separatore risulta funzione della portata di refrigerante e della temperatura della camera climatica, come riportato in Fig. 3.9 e 3.10.

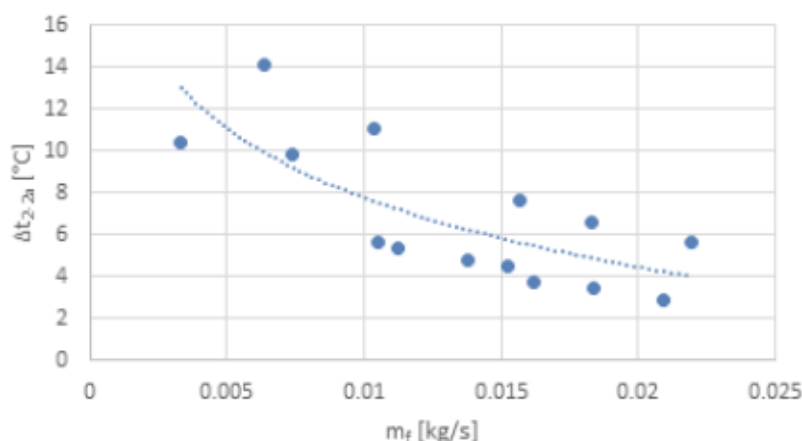


Figura 7.9. Variazione di temperatura del refrigerante nel separatore dell'olio in funzione della portata di refrigerante durante il funzionamento della pompa di calore con R410A.

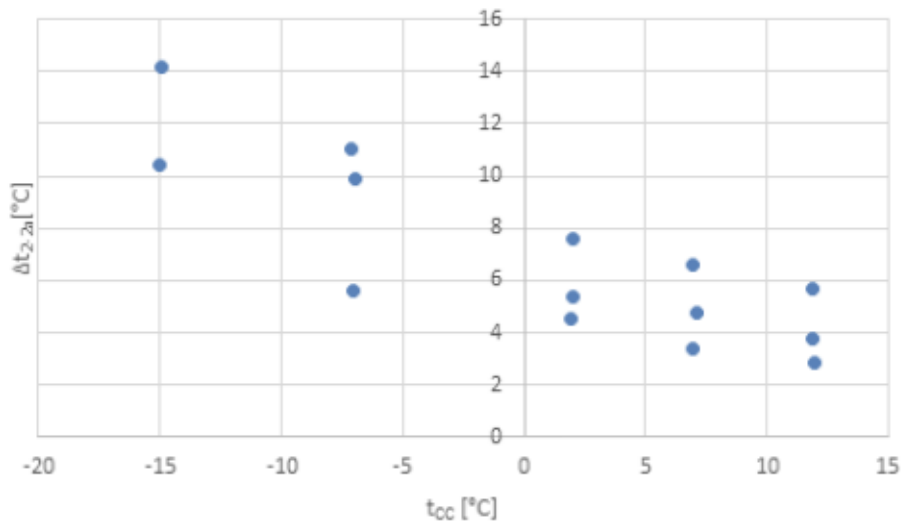


Figura 7.10. Variazione di temperatura del refrigerante nel separatore dell'olio in funzione della temperatura della camera climatica durante il funzionamento della pompa di calore con R410A.

Come si può notare, l'effetto del separatore d'olio è tanto maggiore quanto più la temperatura esterna è bassa. Nel modello, perciò, la variazione di temperatura viene calcolata tramite una funzione a due variabili: la portata di refrigerante $\dot{m}_f$ e la temperatura della camera climatica t_{cc} .

$$\Delta t_{2-2a} = f(\dot{m}_f, t_{cc}) \quad (7.30)$$

Per determinare la caduta di pressione all'interno del separatore, si sono utilizzati i dati sperimentali disponibili e si è ottenuta una correlazione che permette di stimare le perdite di carico in funzione della densità all'ingresso e della portata:

$$\Delta p_{2-2a} = f(\rho_2, \dot{m}_f) \quad (7.31)$$

Dalle equazioni 7.30 e 7.31 vengono quindi ricavate le condizioni all'uscita:

$$t_{2a} = t_2 - \Delta t_{2-2a} \quad (7.32)$$

$$p_{2a} = p_2 - \Delta p_{2-2a} \quad (7.33)$$

Le grandezze in input e output del modello per il separatore d'olio sono elencate di seguito.

Tabella 7.10. Grandezze di Input e output per il modello del separatore d'olio.

Input necessari	Grandezze calcolate
$\dot{m}_f$	p_{2a}
<i>fluido operativo</i>	t_{2a}
t_2	
p_2	

8 Validazione del modello della pompa di calore

Nel precedente capitolo è stato illustrato in modo dettagliato lo schema di calcolo utilizzato per la modellazione dei due prototipi di pompa di calore, focalizzando l'attenzione sui vari componenti che costituiscono il sistema. Con l'obiettivo di poter utilizzare il modello per predire le prestazioni della pompa di calore quando questa si trova ad operare con i nuovi fluidi sostitutivi a basso GWP, come primo passo è stata condotta una validazione del modello utilizzando i dati misurati sperimentalmente da ENEA in camera climatica con i prototipi #1 e #2 che utilizzano i fluidi R1234ze(E), R452B e R454B.

8.1 Validazione del modello per il Prototipo #1 utilizzando i test condotti da ENEA in camera climatica con il fluido R1234ze(E)

Nella Tabella 8.1 vengono riportate le principali condizioni operative che contraddistinguono la prova sperimentale utilizzata per la validazione del modello e che costituiscono gli input necessari per l'utilizzo del modello. La Tabella 8.2 presenta i risultati della comparazione tra i dati sperimentali e i valori predetti dal modello della pompa di calore. Le variabili necessarie come input al modello sono: il fluido operativo, il surriscaldamento all'evaporatore e il sottoraffreddamento al condensatore, la temperatura dell'aria esterna in ingresso alla batteria alettata, la temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore a piastre, la portata di acqua e la frequenza del compressore. Le grandezze in output fornite dal modello sono: la temperatura di evaporazione e condensazione, la potenza scambiata al condensatore, la potenza assorbita dal compressore e dagli ausiliari (quadro elettrico e ventilatori), il coefficiente di effetto utile, la portata di refrigerante e la temperatura di uscita dell'acqua.

Tabella 8.1. Condizioni operative durante la prova sperimentale con R1234ze(E) realizzata da ENEA in camera climatica.

Input per il modello	Valore
Fluido operativo	R1234ze(E)
SH [°C]	6,8
SC [°C]	0,3
t_{air} [°C]	12,0
$t_{w,in}$ [°C]	29,5
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,144
f_{comp} [Hz]	50

Tabella 8.2. Confronto tra dati sperimentali e i risultati ottenuti dal modello della pompa di calore.

	DATI SPERIMENTALI ENEA	RISULTATI DEL MODELLO
t_{evap} [°C]	3,7	3,6
t_{cond} [°C]	35,5	35,4
Q_{cond} [kW]	3,4	3,3
$P_{el,comp}$ [kW]	1,06	1,06
$P_{ass,aus}$ [kW]	0,23	0,23
COP [-]	2,6	2,55
$\dot{m}_f$ [g/s]	17,7	17,8
$t_{w,out}$ [°C]	35,1	34,9

Osservando i risultati in Tabella 8.2, si nota che il modello è in grado di predire accuratamente il funzionamento della pompa di calore. In particolare lo scostamento tra i valori del flusso termico fornito, misurato e calcolato al condensatore è pari a circa il 3%.

Si è inoltre verificato il bilancio termico alla pompa di calore considerando anche i contributi dovuti alle dissipazioni termiche verso l'ambiente che hanno luogo al compressore $P_{diss_{comp}}$ e al separatore dell'olio $P_{diss_{sep}}$:

$$P_{el,comp} + Q_{evap} = Q_{cond} + P_{diss_{sep}} + P_{diss_{comp}} \quad (8.1)$$

8.2 Validazione del modello con il Prototipo #2 utilizzando i test condotti da ENEA in camera climatica con R452B e R454B

Procedendo in modo simile a quanto fatto con il prototipo #1 funzionante con R1234ze(E), la validazione del modello è stata effettuata anche utilizzando i dati raccolti durante la campagna sperimentale svolta in camera climatica da ENEA sul prototipo #2 e operante con i fluidi R410A, R452B e R454B. Nella Tabella 8.3 vengono riportate le principali condizioni operative che contraddistinguono una delle prove sperimentali utilizzate per la validazione del modello. I dati in Tabella 8.3 costituiscono gli input per il modello. La Tabella 8.4 presenta la comparazione tra i risultati sperimentali e quelli ottenuti utilizzando il modello della pompa di calore. Le variabili necessarie come input al modello sono: il fluido operativo, il surriscaldamento all'evaporatore e il sottoraffreddamento al condensatore, la temperatura dell'aria esterna e dell'acqua in ingresso allo scambiatore a piastre, la portata di acqua e la frequenza del compressore. Le grandezze in output fornite dal modello sono: la temperatura di evaporazione e condensazione, la potenza scambiata all'evaporatore e al condensatore, la potenza assorbita dal compressore e dagli ausiliari (quadro elettrico e ventilatori), il coefficiente prestazionale, la portata di refrigerante e infine la temperatura di uscita dell'acqua.

Osservando i risultati in Tabella 8.4 si nota un maggiore scostamento tra il valore misurato e predetto di COP (circa 10%) e questo è dovuto essenzialmente alla stima della potenza al compressore. Questo può essere attribuito alla mancanza dei coefficienti polinomiali forniti dal costruttore del compressore e specifici per questi tre fluidi.

Tabella 8.3. Condizioni operative durante le prove sperimentali realizzate da ENEA in camera climatica con il Prototipo #2 e refrigerante R452B.

Input per il modello	Valore
Fluido operativo	R452B
SH [°C]	2,5
SC [°C]	1,2
t_{air} [°C]	7,0
$t_{w,in}$ [°C]	30,0
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,187
f_{comp} [Hz]	50

Tabella 8.4. Confronto tra dati sperimentali ottenuti da ENEA con il Prototipo #2 funzionante con R452B e i risultati ottenuti dal presente modello della pompa di calore.

	DATI SPERIMENTALI ENEA	RISULTATI DEL MODELLO
t_{evap} [°C]	-3,7	-3,3
t_{cond} [°C]	34,9	35,0
Q_{evap} [kW]	3,3	3,1
Q_{cond} [kW]	3,9	3,9
$P_{el,comp}$ [kW]	1,24	1,05
$P_{ass,aus}$ [kW]	0,23	0,23
COP [-]	2,7	3,0
$\dot{m}_f$ [g/s]	15,2	15,0
$t_{w,out}$ [°C]	35,0	35,0

Si è inoltre verificato il bilancio termico alla pompa di calore considerando le dissipazioni termiche al compressore $P_{disscomp}$ e al separatore dell'olio $P_{disssep}$:

$$P_{el,comp} + Q_{evap} = Q_{cond} + P_{disssep} + P_{disscomp} \quad (8.2)$$

Oltre alla condizione presa in esame nella Tabella 8.3, il modello è stato validato anche in altre condizioni operative. Nella Tabella 8.5 vengono riportati i flussi termici misurati e ottenuti dal modello in altre due condizioni sperimentali.

Tabella 8.5. Confronto tra flussi termici ottenuti da dati sperimentali e risultati dal modello della pompa di calore per due differenti condizioni operative.

	DATI SPERIMENTALI ENEA	RISULTATI DEL MODELLO	DATI SPERIMENTALI ENEA	RISULTATI DEL MODELLO
Fluido operativo	R454B		R452B	
SH [°C]	2,6		3,6	
SC [°C]	0,8		1,4	
t_{air} [°C]	7,1		7,1	
$t_{w,in}$ [°C]	30,0		25,2	
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,185		0,187	
f_{comp} [Hz]	50		50	
Q_{evap} [kW]	3,1	3,1	3,6	3,3
Q_{cond} [kW]	3,8	4,0	4,1	4,0

9 Simulazione del funzionamento della pompa di calore con fluidi a basso GWP

9.1 Prototipo #1 operante con R1234ze(E)

I due prototipi oggetto di analisi sono a pompe di calore di tipo domestico per applicazioni di riscaldamento ambientale. I terminali d'impianto ai quali possono essere accoppiate queste due pompe di calore sono principalmente due: riscaldamento a pavimento e ventilconvettori. Nel primo caso in particolare si può considerare come riferimento una temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore pari a 35 °C. Per questo motivo si è simulato il funzionamento della macchina in queste condizioni operative, valutando le differenze in termini di prestazioni della macchina quando si utilizza il fluido R1234ze(E) come alternativa al refrigerante R134a. I dati di input e gli output ottenuti dal modello sono riportati rispettivamente in Tabella 9.1 e 9.2.

Tabella 9.1. Dati di input per il modello nel caso di riscaldamento a pavimento per il Prototipo #1 con i fluidi R1234ze(E) e R134a.

POMPA DI CALORE	
Input	Valori
Fluido operativo	R1234ze(E) – R134a
SH [°C]	6,8
SC [°C]	0,3
t_{air} [°C]	12,0
$t_{w,in}$ [°C]	29,5
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,144
f_{comp} [Hz]	50

Tabella 9.2. Prestazioni calcolate dal modello per il Prototipo #1 nel caso di riscaldamento a pavimento con i fluidi R1234ze(E) e R134a.

	R1234ze(E)	R134a
t_{evap} [°C]	3,6	2,2
t_{cond} [°C]	35,4	36,7
Q_{evap} [kW]	2,7	3,3
Q_{cond} [kW]	3,3	4,1
$P_{el,comp}$ [kW]	1,05	1,35
COP [-]	2,5	2,6
$\dot{m}_f$ [g/s]	17,8	20,5
$t_{w,out}$ [°C]	34,9	36,3
ρ_{asp} [kg/m ³]	9,3	11,5

Nella Tabella 9.2 sono confrontati i risultati delle simulazioni ottenuti con il Prototipo #1 nelle condizioni indicate in Tabella 9.1 con il fluido R1234ze(E) e R134a. Si nota una riduzione del flusso termico scambiato al condensatore del 20%. La spiegazione è dovuta al fatto che utilizzando R1234ze(E) si ha un calo della portata elaborata dal compressore (17,8 g/s anziché 20,5 g/s) dovuto alle proprietà termodinamiche del nuovo refrigerante che, rispetto a R134a, presenta una densità all'aspirazione ridotta del 20%. La riduzione dei flussi termici agli scambiatori comporta un aumento della temperatura di evaporazione e una riduzione della temperatura di condensazione. La diminuzione di potenza al condensatore implica di conseguenza anche una riduzione della temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore a piastre. Il valore del coefficiente di effetto utile (COP, Coefficient of Performance) riportato in tabella considera sia il consumo del compressore sia i consumi aggiuntivi legati ai ventilatori e al quadro elettrico che rimangono pressoché costanti nel passaggio da un fluido refrigerante all'altro, pari a circa 230 W. Il COP previsto con R1234ze(E) è leggermente inferiore rispetto a quello misurato con R134a.

Una riduzione della capacità termica al condensatore utilizzando R1234ze(E) al posto di R134a era già stata prevista in fase di riprogettazione della macchina [20]. Infatti, per garantire la potenza termica di progetto della macchina, era stata suggerita la sostituzione del precedente compressore operante con R134a (Dorin® modello H200CC) con il compressore Frascold B1.5-9.1AXY dotato di maggiore cilindrata e certificato per funzionare con fluidi A2L.

Ipotizzando invece l'impiego del Prototipo #1 in un impianto di riscaldamento dotato di ventilconvettori, si è analizzata la produzione di acqua calda ad una temperatura di 45 °C. In Tabella 9.3 e 9.4 sono riportati i dati di input e i risultati ottenuti dal modello. Anche in questo caso valgono le considerazioni fatte precedentemente. Si nota una riduzione del flusso termico scambiato al condensatore del 22% utilizzando R1234ze(E) e dovuta al calo della portata elaborata dal compressore attribuibile alla diversa densità del vapore dei due refrigeranti all'aspirazione del compressore. La riduzione dei flussi termici agli scambiatori comporta un aumento della temperatura di evaporazione e una riduzione della temperatura di condensazione. Anche in questo caso il COP previsto con R1234ze(E) è leggermente inferiore rispetto a quello stimato con R134a.

Si è inoltre effettuato uno studio sulle prestazioni della pompa di calore a carichi variabili. Le condizioni simulate sono quelle riportate in Tabella 9.1 a differenti frequenze del compressore: 35, 50 e 60 Hz. I risultati sono riportati nelle Figure 9.1 e 9.2.

Tabella 9.3. Dati di input per il modello del Prototipo #1 con i fluidi R1234ze(E) e R134a nel caso di riscaldamento con ventilconvettori come terminali d'impianto.

POMPA DI CALORE	
Input	Input
Fluido operativo	R1234ze(E) – R134a
SH [°C]	6,8
SC [°C]	0,3
t_{air} [°C]	12,0
$t_{w,in}$ [°C]	40
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,146
f_{comp} [Hz]	50

Tabella 9.4. Prestazioni calcolate dal modello per il Prototipo #1 nel caso di riscaldamento a con ventilconvettori e fluidi R1234ze(E) e R134a.

	R1234ze(E)	R134a
t_{evap} [°C]	4,2	2,9
t_{cond} [°C]	45,4	46,7
Q_{evap} [kW]	2,4	3,0
Q_{cond} [kW]	3,1	3,9
$P_{el,comp}$ [kW]	1,15	1,48
COP [-]	2,2	2,3
$\dot{m}_f$ [g/s]	17,3	20,1
$t_{w,out}$ [°C]	45,0	46,4
ρ_{asp} [kg/m ³]	9,5	11,8

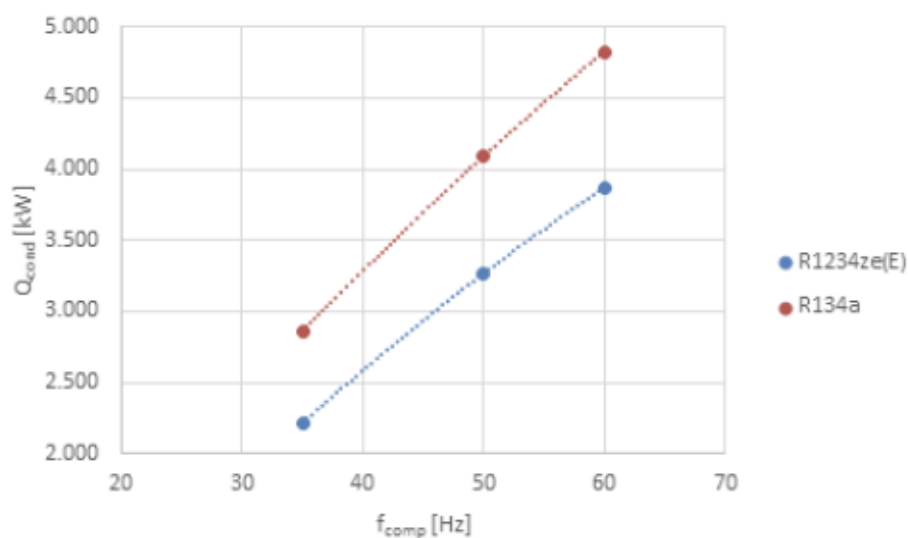


Figura 9.1. Andamento della potenza termica scambiata al condensatore al variare della frequenza per R1234ze(E) e R134a.

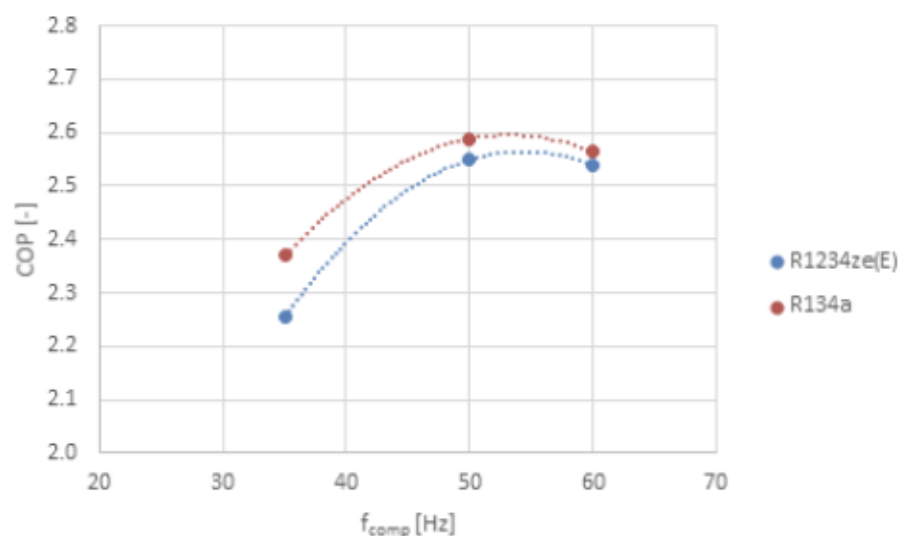


Figura 9.2. Andamento del COP al variare della frequenza per R1234ze(E) e R134a.

Osservando l'andamento della potenza termica scambiata al condensatore si può notare come, a parità di frequenza del compressore, con il refrigerante R1234ze(E) la potenza termica scambiata al condensatore risulta sempre minore rispetto al caso con R134a. Si riscontra inoltre l'esistenza di un valore massimo di COP per frequenza del compressore pari a 50 Hz. Il refrigerante R1234ze(E) costituisce un'alternativa all'impiego del fluido R134a ma bisogna considerare che per mantenere inalterata la capacità termica della macchina bisogna utilizzare un compressore con cilindrata maggiore oppure operare ad una frequenza più elevata. In Tabella 9.5 sono riportati i dati delle Figure 9.1 e 9.2.

Tabella 9.5. Prestazioni calcolate dal modello per il Prototipo #1 nel caso di funzionamento nelle condizioni indicate in Tabella 9.1 e a differenti frequenze del compressore con i fluidi R1234ze(E) e R134a.

fluido	R1234ze(E)			R134a		
f _{comp} [Hz]	35	50	60	35	50	60
Q _{cond} [kW]	2,22	3,27	3,87	2,86	4,09	4,82
COP [-]	2,25	2,55	2,54	2,37	2,59	2,56
P _{compr} [kW]	0,75	1,05	1,29	0,97	1,35	1,65

9.2 Prototipo #2 operante con R410A, R452B e R454B

È stato simulato il funzionamento del Prototipo #2 con i fluidi R452B e R454B che sono considerati possibili sostituti di R410A. Anche nel caso del Prototipo #2 si tratta di una macchina progettata per il riscaldamento domestico. Si sono quindi considerate due situazioni: produzione di acqua calda a 35 °C per riscaldamento a pavimento e produzione di acqua calda a 45 °C con ventilconvettori come terminali d'impianto.

I dati di input e i risultati ottenuti dal modello sono riportati rispettivamente in Tabella 9.6 e 9.7.

Tabella 9.6. Dati di input per il modello nel caso di riscaldamento a pavimento per il Prototipo #2 con i fluidi R410A, R452B e R454B.

POMPA DI CALORE	
Input	Valori
Fluido operativo	R410A, R452B, R454B
SH [°C]	6
SC [°C]	3
t_{air} [°C]	7
$t_{w,in}$ [°C]	30
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,188
f_{comp} [Hz]	50

Tabella 9.7. Prestazioni calcolate dal modello per il Prototipo #2 nel caso di riscaldamento a pavimento e fluidi R410A, R452B e R454B.

	R410A	R452B	R454B
t_{evap} [°C]	-4,3	-3,7	-3,5
t_{cond} [°C]	36,0	35,0	35,0
Q_{evap} [kW]	3,2	3,1	3,1
Q_{cond} [kW]	4,1	3,9	3,9
$P_{el,comp}$ [kW]	1,11	1,05	1,05
COP [-]	3,0	3,0	3,0
$\dot{m}_f$ [g/s]	17,8	14,5	14,1
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,19	0,19	0,19
$t_{w,out}$ [°C]	35,2	34,9	35,0
ρ_{asp} [kg/m ³]	24,1	19,8	19,3

Dai risultati riportati in Tabella 9.7, per tutte e tre le miscele considerate (R410A e i suoi possibili sostituti, R452B e R454B) non si osservano grandi variazioni in termini di potenza termica al condensatore e di COP della pompa di calore. In particolare, la potenza termica ceduta al condensatore, comparata al valore ottenuto con il fluido R410A, si riduce rispettivamente del 5% e 4% con i refrigeranti R452B e R454B. Il COP previsto per la macchina operante con R454B e R452B rimane pressoché invariato. Lo scostamento maggiore che si registra tra il funzionamento con R410A e con le nuove miscele è legato alla portata

elaborata dal compressore. Si riscontra infatti un calo del 18% nel caso di R452B e del 21% nel funzionamento con R454B. Questo effetto è causato dalle differenti proprietà termodinamiche dei nuovi fluidi R452B e R454B, che comparati a R410A, presentano una densità all'aspirazione ridotta rispettivamente del 18 e 20%. Nonostante la diminuzione della portata circolante nell'impianto, i valori dei flussi termici a condensatore ed evaporatore rimangono invariati in quanto l'effetto legato alla riduzione della portata è compensato da un incremento del calore latente, mediamente maggiore del 20% rispetto al valore associato a R410A. Nel caso di utilizzo della pompa di calore accoppiata ad un riscaldamento a pavimento i fluidi R452B e R454B costituiscono un'ottima alternativa a R410A, permettendo una riduzione del GWP e mantenendo invariate le prestazioni dell'impianto. In aggiunta, con le nuove miscele non è necessario modificare la taglia del compressore rispetto a R410A.

Ipotizzando invece l'impiego del prototipo accoppiato ad un impianto di riscaldamento degli ambienti domestici tramite ventilconvettori, si è analizzata la richiesta di acqua calda ad una temperatura di 45 °C. Di seguito sono riportati i dati e gli output simulati del modello.

Tabella 9.8. Dati di input per il modello nel caso di riscaldamento a ventilconvettori per il Prototipo #2 con i fluidi R410A, R452B e R454B.

POMPA DI CALORE	
Input	Valori
Fluido operativo	R410A, R452B, R454B
SH [°C]	6
SC [°C]	3
t_{air} [°C]	7
$t_{w,in}$ [°C]	40
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,18
f_{comp} [Hz]	50

Tabella 9.9. Prestazioni calcolate dal modello per il Prototipo #2 nel caso di riscaldamento con ventilconvettori e fluidi R410A, R452B e R454B.

	R410A	R452B	R454B
t_{evap} [°C]	-3,1	-2,6	-2,4
t_{cond} [°C]	45,5	44,7	44,6
Q_{evap} [kW]	2,8	2,7	2,7
Q_{cond} [kW]	3,7	3,6	3,6
$P_{el,comp}$ [kW]	1,28	1,20	1,19
COP [-]	2,5	2,5	2,5
$\dot{m}_f$ [g/s]	16,9	13,7	13,3
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,18	0,18	0,18
$t_{w,out}$ [°C]	45,0	44,8	44,8
ρ_{asp} [kg/m ³]	24,8	20,2	19,7

Anche in questo caso valgono le considerazioni fatte precedentemente. La potenza termica ceduta al condensatore, comparata al valore ottenuto con il fluido R410A, si riduce del 4% con i refrigeranti R452B e R454B. Il COP previsto per la macchina operante con R452B e R454B rimane invariato rispetto al caso con R410A. Lo scostamento maggiore che si registra tra il funzionamento con R410A e con le nuove miscele è legato alla portata elaborata dal compressore dovuta al fatto che i nuovi fluidi R452B e R454B, presentano una densità all'aspirazione ridotta rispettivamente del 18% e 20% rispetto a R410A. Nonostante la diminuzione marcata della portata circolante nell'impianto, i valori dei flussi termici a condensatore ed evaporatore rimangono pressoché invariati in quanto l'effetto legato alla riduzione della portata è compensato da un incremento del calore latente, mediamente maggiore del 20% rispetto al valore associato a R410A. Si è effettuato inoltre uno studio sulle prestazioni che caratterizzano il funzionamento della pompa di calore a carichi variabili. Le condizioni alla quali sono state fatte le simulazioni sono le medesime riportate in Tabella 9.6 con frequenza del compressore pari a 35, 50 e 60 Hz. I risultati sono riportati nelle Figure 9.3 e 9.4.

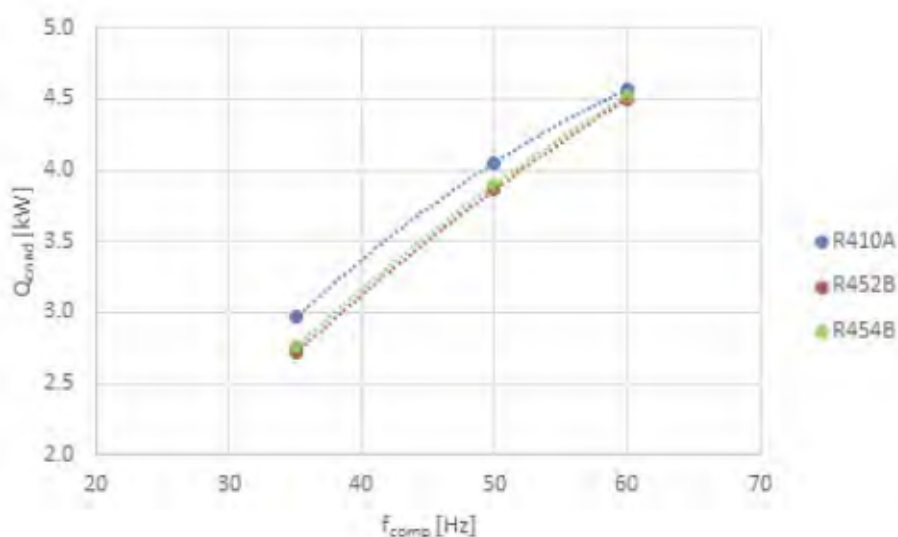


Figura 9.3. Andamento della potenza termica scambiata al condensatore al variare della frequenza del compressore per R410A, R452B e R454B.

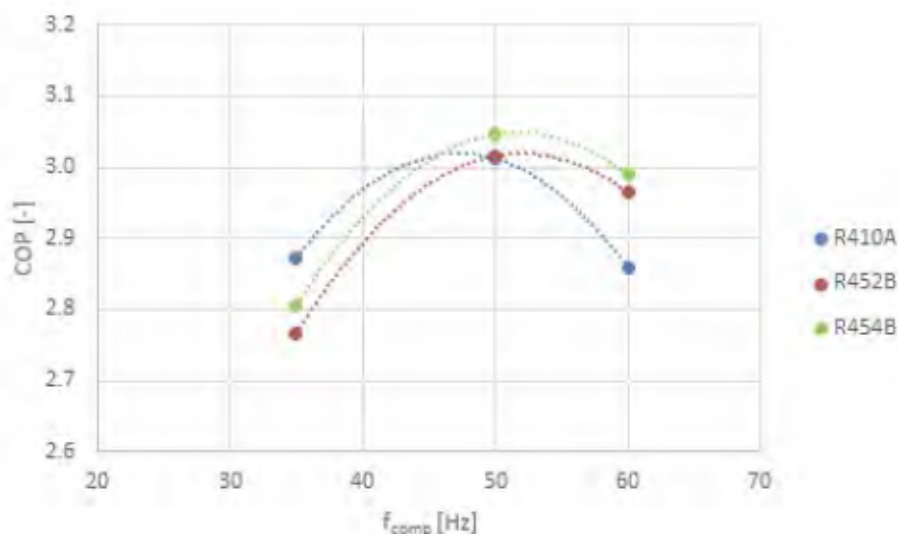


Figura 9.4. Andamento del COP stimato dal modello al variare della frequenza del compressore per R410A, R452B e R454B.

Osservando l'andamento della potenza termica scambiata al condensatore e del COP della pompa di calore si può notare come le nuove miscele R452B e R454B costituiscano una valida alternativa a R410A. Per tutti i fluidi considerati il valore massimo di COP si ottiene per frequenze del compressore intorno a 50 Hz. Tra le due miscele a basso GWP considerate, il fluido che consente di ottenere i valori più elevati di COP e capacità termica al condensatore è R454B. In Tabella 9.10 sono riportati i dati raffigurati nelle Figure 9.3 e 9.4.

Tabella 9.10. Prestazioni calcolate dal modello per il Prototipo #2 nel caso di funzionamento nelle condizioni indicate in Tabella 9.6 a differenti frequenze del compressore con i fluidi R410A, R452B e R454B.

Fluido	R410A			R452B			R454B		
f_{comp} [Hz]	35	50	60	35	50	60	35	50	60
Q_{cond} [kW]	2,97	4,06	4,56	2,72	3,86	4,50	2,76	3,90	4,53
COP [-]	2,87	3,01	2,86	2,77	3,02	2,97	2,81	3,05	2,99
P_{compr} [kW]	0,80	1,11	1,36	0,75	1,05	1,28	0,75	1,05	1,28

10 Conclusioni

In questo report sono presentati i risultati dell'attività di ricerca condotta presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova che si è articolata in due parti principali: presentazione e validazione di correlazioni per predire i coefficienti di scambio termico bifase (condensazione, vaporizzazione) e le perdite di carico bifase all'interno di canali con nuovi fluidi refrigeranti (puri e miscele) a basso *Global Warming Potential* (GWP); realizzazione e validazione di un modello numerico di pompe di calore aria-acqua, per applicazioni domestiche, operanti con fluidi (puri e miscele) a basso GWP.

I risultati principali possono essere riassunti nei seguenti punti.

- Si è utilizzato un database sperimentale che include misure di coefficienti di scambio termico in condensazione/vaporizzazione e perdite di carico in canali orizzontali lisci aventi diametro interno pari a 0.96 mm e 3.38 mm. Il database comprende il fluido puro R1234ze(E), la miscela azeotropica R515B, le miscele quasi-azeotropiche R450A e R452B e una miscela binaria non-azeotropica formata da R32/R1234ze(E) (composizione massica 75/25%). Le temperature di saturazione considerate vanno da 30 °C a 40 °C e la portata di massa specifica da 100 kg m⁻² s⁻¹ a 800 kg m⁻² s⁻¹. I risultati delle misure sperimentali sono stati presentati nel precedente report RdS/PTR(2020)/011. Sono state quindi selezionate alcune correlazioni per predire i coefficienti di scambio termico bifase e le perdite di carico e la loro validità è stata verificata utilizzando il presente database.
- Considerando la condensazione nel canale da 3.38 mm, il confronto tra i modelli e i dati misurati ha riguardato i fluidi R1234ze(E), la miscela R515B (azeotropica) e la miscela R450A (quasi-azeotropica). Si è osservato che il modello di Cavallini et al. [4] predice il coefficiente di scambio termico per il presente database con un errore medio assoluto pari a 4.5 %.
- Nel caso di condensazione di miscele azeotropiche (R515B) e quasi-azeotropiche (R450A), il modello di Cavallini et al. [4], sviluppato per diametri superiori ai 3 mm, fornisce una previsione accurata del coefficiente di scambio termico anche con diametro del canale pari a 0.96 mm (errore medio assoluto pari a 5.6 %).
- Per quanto riguarda la condensazione di miscele non-azeotropiche, è necessario introdurre una correzione ai modelli sviluppati per i fluidi puri al fine di tener conto della resistenza aggiuntiva al trasporto di massa. In particolare, l'effetto della correzione è più rilevante per la miscela R32/R1234ze(E) che ha un *glide* di temperatura di circa 3 K. Si è visto che il modello di Cavallini et al. [4] è in grado di predire il coefficiente di scambio termico in condensazione con un errore medio assoluto pari al 6 % e al 13.7 % rispettivamente per le miscele R32/R1234ze(E) e R452B.
- Il database utilizzato include anche dati sperimentali in vaporizzazione all'interno del canale di diametro 0.96 mm con le miscele R450A e R32/R1234ze(E). Per quanto riguarda la miscela quasi-azeotropica R450A, i migliori risultati sono stati ottenuti utilizzando il modello di Bertsch et al. [11] (errore medio assoluto 11.1 %), mentre per la miscela non-azeotropica R32/R1234ze(E) il modello di Thome et al. [12] (corretto per tener conto del *glide* di temperatura) presenta un errore medio assoluto del 15.7 %.
- Per la stima delle perdite di carico per attrito durante il deflusso bifase adiabatico si suggerisce l'utilizzo del modello di Del Col et al. [18] che, considerando i fluidi R450A e R515B, presenta un errore medio assoluto rispettivamente pari a -11.3 % e 5.8 %.
- È stato realizzato un modello di una pompa di calore domestica aria-acqua operante con fluidi a basso GWP. Il modello della pompa di calore è stato validato a partire da nuovi dati sperimentali ottenuti in camera climatica da ENEA su due prototipi di pompa di calore (con compressore a pistoncini di tipo semi-

ermetico guidato da inverter). Il Prototipo #1 opera con R1234ze(E), mentre il Prototipo #2 può funzionare con R452B e R454B.

- Il modello della pompa di calore è stato utilizzato per predire il funzionamento della macchina in diverse condizioni operative e con differenti fluidi. Nel caso del Prototipo #1, alle medesime condizioni operative, il COP stimato utilizzando R1234ze(E) è del 2% più basso di quello ottenuto da R134a. A parità di frequenza del compressore, la macchina a R1234ze(E) presenta però una capacità termica al condensatore ridotta di circa il 20% rispetto a R134a. In particolare, nel funzionamento a 50 Hz (temperatura dell'aria esterna 12 °C e produzione di acqua calda 30 °C/35 °C) la potenza termica stimata al condensatore è pari a 3.3 kW contro 4.1 kW con R134a.

- Nel caso del modello del Prototipo #2, l'utilizzo di R452B o R454B consente di mantenere circa invariato il COP della pompa di calore rispetto al caso di funzionamento con R410A. La riduzione della capacità termica al condensatore utilizzando le due miscele a basso GWP è inferiore al 5 %. Le simulazioni effettuate a velocità variabile del compressore (da 35 Hz a 60 Hz) fanno vedere la presenza di un massimo valore di COP intorno ai 50 Hz. Nel funzionamento a 50 Hz (temperatura dell'aria esterna 7 °C e produzione di acqua calda 30 °C/35 °C) la potenza termica stimata al condensatore è pari a circa 3.9 kW con R452B o R454B come fluidi operativi mentre è pari a 4.1 kW con R410A.

11 Riferimenti bibliografici

- [1] M. Azzolin, S. Bortolin, M. Gaion, L. Moro, D. Del Col, Misure di scambio termico bifase con refrigeranti a basso GWP in canali di piccolo diametro, Report RdS/PTR(2020)/011.
- [2] E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber, M.O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, (2018). <https://doi.org/10.18434/T4/1502528>.
- [3] American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE Standard 34: Designation and Safety Classification of Refrigerants, 2016 (2016).
- [4] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, C. Zilio, G. Censi, Condensation in horizontal smooth tubes: A new heat transfer model for heat exchanger design, *Heat Transf. Eng.* 27 (2006) 31–38. <https://doi.org/10.1080/01457630600793970>.
- [5] M.M. Shah, Improved correlation for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels, *Int. J. Refrig.* 98 (2019) 222–237. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.037>.
- [6] M. Matkovic, A. Cavallini, D. Del Col, L. Rossetto, Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel, *Int. J. Heat Mass Transf.* 52 (2009) 2311–2323. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.11.013>.
- [7] D. Del Col, M. Bortolato, M. Azzolin, S. Bortolin, Condensation heat transfer and two-phase frictional pressure drop in a single minichannel with R1234ze(E) and other refrigerants, *Int. J. Refrig.* 50 (2015) 87–103. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.10.022>.
- [8] M.M. Shah, Comprehensive correlations for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels in all orientations, *Int. J. Refrig.* 67 (2016) 22–41. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.03.014>.
- [9] K.J. Bell, M.A. Ghaly, APPROXIMATE GENERALIZED DESIGN METHOD FOR MULTICOMPONENT / PARTIAL, (1972) 2022.
- [10] L. Sun, K. Mishima, An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels, *Int. J. Heat Mass Transf.* 52 (2009) 5323–5329. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.06.041>.
- [11] S.S. Bertsch, E.A. Groll, S. V. Garimella, A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels, *Int. J. Heat Mass Transf.* 52 (2009) 2110–2118. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.022>.
- [12] J.R. Thome, V. Dupont, A.M. Jacobi, Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: Presentation of the model, *Int. J. Heat Mass Transf.* 47 (2004) 3375–3385. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.01.006>.
- [13] V. Dupont, J.R. Thome, A.M. Jacobi, Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II: Comparison with the database, *Int. J. Heat Mass Transf.* 47 (2004) 3387–3401. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.01.007>.
- [14] M.G. Cooper, Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling —A Wide-Ranging Examination using Reduced Properties, *Adv. Heat Transf.* 16 (1984) 157–239.
- [15] J.R. Thome, Prediction of the Mixture Effect on Boiling in Vertical Thermosyphon Reboilers, *Heat Transf. Eng.* 10, no. 2 (1989) 29–38.
- [16] J.C. Chen, A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 5, no (1966) 322–329.

- [17] L. Friedel, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two phase pipe flow, (1979).
- [18] D. Del Col, A. Bisetto, M. Bortolato, D. Torresin, L. Rossetto, Experiments and updated model for two phase frictional pressure drop inside minichannels, *Int. J. Heat Mass Transf.* 67 (2013) 326–337. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.093>.
- [19] H. Müller-Steinhagen, K. Heck, A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chem. Eng. Process.* 20 (1986) 297–308. [https://doi.org/10.1016/0255-2701\(86\)80008-3](https://doi.org/10.1016/0255-2701(86)80008-3).
- [20] S. Bortolin, D. Menegon, L. Moro, D. Del Col, Progettazione e modellazione di due prototipi di pompa di calore invertibile operanti con refrigeranti a basso GWP, report RdS/PTR(2020)/026
- [21] E. Navarro-Peris, J.M. Corberan, L. Falco, I. O. Martinez-Galvan, New non-dimensional performance parameters for the characterization of refrigeration compressors, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013), pp. 1951-1964.
- [22] L. Friedel, Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow, European two phase flow group meeting, Paper E2, Ispra, Italia, 1979.
- [23] S.Z. Rouhani, Subcooled void fraction, AB Atomenergi, Svezia, Rept. AWE-RTV-841, 1969.
- [24] S. W. Churchill, Friction-Factor Equation Spans all Fluid-Flow Regimes, *Chemical Engineering*, 84 (1977), pp. 91-92.
- [25] K. E. Gungor, R. H. S. Winterton, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29 (1986), No. 3, pp. 351-358.
- [26] J.R. Thome, L. Wojtan, T. Ursenbacher, Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I—A new diabatic two-phase flow pattern map, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005), pp. 2955–2969.
- [27] V. Gnielinski, On heat transfer in tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 63 (2013), pp. 134–140.
- [28] D. G. Rich, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Trans.*, vol. 79 (1973), pp. 137-145.
- [29] M. Abu Madi, R. A. Johns, M. R. Heikal, Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, vol. 21(7) (1998), pp. 507-517.
- [30] J. L. Threlkeld, *Thermal Environmental Engineering*, 2ed. (1970), New York USA: Prentice Hall Inc.
- [31] J. Wang, E. Hihara Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method, *International Journal of Refrigeration*, 26 (2003), pp. 293–301.
- [32] H. Martin, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type heat exchangers, *Chemical Engineering and Processing*, 35 (1996), pp. 301-310.
- [33] R. L. Webb, Convective Condensation of Superheated Vapor, *Journal of Heat Transfer*, vol. 120 (2), 1998, pp. 418-421.
- [34] R. L. Amalfi, F. Vakili-Farahani, J. R. Thome, Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods, *International Journal of Refrigeration*, 61 (2016), pp 185-203.
- [35] G. A. Longo, G. Righetti, C. Zilio, A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Brazed Plate Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 82 (2015), pp. 530-536.
- [36] M.M. Shah, General correlation for heat transfer during condensation in plain tubes: Further development and verification, *ASHRAE Transactions*, Vol. 119, Issue PART 2, Pages 3 – 11, (2013)

12 Nomenclatura

a	diffusività termica [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]
A	area [m^2]
Bo	numero di boiling usato nel modello di Sun e Mishima [-]
C	costante equazione di Cooper [-]
C	capacità termica kW K^{-1}
C_{im}	coefficiente polinomiale per il calcolo della portata elaborata dal compressore
C_{ip}	coefficiente polinomiale per il calcolo della potenza assorbita al compressore
C_o	numero di confinamento [-]
COP	coefficient of performance [-]
c_p	calore specifico a pressione costante [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
C_T	costante modello di Cavallini [-]
$C_{\theta\theta}$	parametro modello di Thome [-]
D	diametro idraulico [m]
$(dp/dz)_f$	gradiente di pressione per attrito [kPa m^{-1}]
e	errore del modello [-]
E	parametro modello di Del Col [-]
$\dot{E}$	power consumption [kW]
$\dot{E}'$	non dimensional power consumption [-]
EER	energy efficiency ratio [-]
F	fattore di potenziamento dell'ebollizione convettiva modello di Bertsch [-]
F	parametro utilizzato nel modello di Navarro-Peris
f	fattore di attrito [-]
f	frequenza, Hz
F_c	fattore correttivo coefficiente di scambio termico in ebollizione nucleata [-]
f_p	pair frequency modello di Thome [-]
Fr	numero di Froude [-]
g	accelerazione di gravità [m s^{-2}]
G	portata specifica [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]
$\dot{G}$	portata di acqua [kg h^{-1}]
$GWP_{100\text{-anni}}$	potenziale di Riscaldamento Globale (<i>Global Warming Potential</i>)
H	parametro modelli perdite di carico bifase [-]
h	entalpia specifica [J kg^{-1}]
h_{LG}	calore latente [J kg^{-1}]
HTC	coefficiente di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
J	velocità adimensionale di vapore [-]
j_G	velocità superficiale del vapore [m s^{-1}]
J_G^T	velocità adimensionale di vapore limite per la transizione (modello di Cavallini) [-]
K	parametro modelli perdite di carico bifase [-]
k	parametro utilizzato nel modello di Navarro-Peris
K	coefficiente globale di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
k'	parametro utilizzato nel modello di Navarro-Peris
L	lunghezza [m]
$\dot{m}$	portata massica [kg s^{-1}]
$\dot{m}'$	non dimensional mass flow rate [-]
N	numero suddivisioni
n_f	esponente modello di Thome [-]
n_q	esponente equazione di Cooper [-]
NTU	numero di unità di trasporto

a	diffusività termica [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]
P	potenza [kW]
p	pressione [Pa]
Pr	numero di Prandtl [-]
q	flusso termico specifico [W m^{-2}]
Q	flusso termico [kW]
q_{ref}	parametro equazione di Cooper [W m^{-2}]
q_{sg}	flusso termico sensibile scambiato nella fase vapore [W]
R	Raggio interno del tubo [m]
Ra	valore medio di rugosità superficiale [μm]
Re	numero di Reynolds [-]
rp	rapporto di pressione [-]
RR	parametro modello di Del Col [-]
S	fattore di soppressione dell'ebollizione nucleata modello di Bertsch [-]
SC	sottoraffreddamento [$^{\circ}\text{C}$]
SH	surriscaldamento [$^{\circ}\text{C}$]
t	temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
T	temperatura [K]
t_c	temperatura di condensazione [$^{\circ}\text{C}$]
t_o	temperatura di evaporazione [$^{\circ}\text{C}$]
t_p	temperatura di parete [$^{\circ}\text{C}$]
UR	umidità relativa [%]
V	spostamento volumetrico [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
W	parametro modello di Del Col [-]
We	numero di Weber [-]
x	titolo di vapore [-]
X_{tt}	parametro di Martinelli usato nel modello di Cavallini [-]
Z	parametro modello di Shah o modello di Del Col [-]

Simboli greci:

α	coefficiente di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
α_{DIP}	coefficiente di scambio termico regione ΔT dipendente modello di Cavallini [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
α_{IND}	coefficiente di scambio termico regione ΔT indipendente modello di Cavallini [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
α_{Nu}	coefficiente di scambio termico modello di Shah [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
α_q	parametro equazione di Cooper [W m^{-2}]
β	coefficiente al trasporto di massa [-]
δ_{min}	minimo valor dello spessore del fil di liquido per avere il dryout modello di Dupont-Thome [m]
ΔT	differenza di temperatura [K]
Δh	differenza di entalpia specifica [J kg^{-1}]
ΔT_{sat}	surriscaldamento della parete rispetto alla saturazione modello Dupont-Thome [K]
Φ^2	moltiplicatore bifase perdite di carico [-]
λ	conducibilità termica [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
μ	viscosità dinamica [Pa s]
ρ	densità [kg m^{-3}]
ρ_{GC}	parametro modello di Del Col [kg m^{-3}]
σ	tensione superficiale [N m^{-1}]
σ_N	deviazione standard [-]

α	coefficiente di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
τ	Periodo modello di Dupont-Thome [s]

Pedici:

<i>AB</i>	assoluto
<i>air</i>	aria
<i>asp</i>	aspirazione
<i>ass</i>	assorbita
<i>C</i>	calcolato
<i>cb</i>	convective boiling (ebollizione convettiva)
<i>CC</i>	camera climatica
<i>comp</i>	compressore
<i>cond</i>	condensazione
<i>condSH</i>	condensazione di vapore surriscaldato
<i>crit</i>	critico
<i>d</i>	desiderato
<i>deSH</i>	desurriscaldamento
<i>diss</i>	dissipato
<i>DO</i>	dry-out
<i>dry</i>	dry-out
<i>e</i>	esterno
<i>eff</i>	effettivo
<i>el</i>	elettrico
<i>elem</i>	elemento
<i>evap</i>	evaporazione
<i>f</i>	fluido
<i>fb,id</i>	flow boiling, ideal (ideale in vaporizzazione a flusso)
<i>film</i>	film di liquido
<i>G</i>	gas/vapore
<i>g</i>	globale
<i>gas</i>	lato vapore
<i>GL</i>	glide
<i>GO</i>	gas only (solo vapore)
<i>H</i>	zona di alta pressione
<i>i</i>	interno
<i>in</i>	ingresso
<i>ing</i>	ingresso
<i>is</i>	isoentropico
<i>L</i>	liquido
<i>L</i>	zona di bassa pressione
<i>liq</i>	lato liquido
<i>LO</i>	liquid only (solo liquido)
<i>M</i>	miscela
<i>max</i>	massimo
<i>min</i>	minimo
<i>ml</i>	media logaritmica
<i>mod</i>	modificata
<i>mwc</i>	media acqua all'evaporatore
<i>mwe</i>	media acqua al condensatore

<i>AB</i>	assoluto
<i>nb</i>	nucleate boiling (ebollizione nucleata)
<i>new</i>	nuova
<i>opt</i>	optimal (ottimale)
<i>out</i>	uscita
<i>P</i>	Navarro-Peris
<i>R</i>	relativo
<i>r</i>	rango
<i>rig</i>	rigenerativo
<i>sat</i>	saturazione
<i>SC</i>	sottoraffreddamento
<i>sep</i>	separatore d'olio
<i>SH</i>	surriscaldamento
<i>strat</i>	stratificato
<i>suct</i>	aspirazione
<i>t</i>	tubo
<i>TOT</i>	totale
<i>TP</i>	two-phase (bifase)
<i>vap</i>	vaporizzazione
<i>vent</i>	ventilatore
<i>vol</i>	volumetrico
<i>w</i>	acqua
<i>z</i>	asse orizzontale

13 Appendice B: curriculum scientifico del gruppo di lavoro.

Stefano Bortolin è Ricercatore a tempo determinato di tipo B presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova dove insegna il corso di Fisica Tecnica per la Laurea in Ingegneria Meccanica. Ha conseguito il Dottorato di Ricerca in Ingegneria Industriale, Indirizzo Fisica Tecnica, nel 2010 (Università degli Studi di Padova). Nel 2017 è stato Visiting Researcher presso il Laboratoire Plasma et Conversion d'Energie, Université de Toulouse III Paul Sabatier. La sua attività di ricerca riguarda lo studio sperimentale e numerico dello scambio termico durante la condensazione e la vaporizzazione. Ha investigato l'effetto della gravità durante la condensazione collaborando a due esperimenti realizzati in volo parabolico (ESA, European Space Agency). Si è inoltre interessato allo studio della vaporizzazione all'interno di microcanali in silicio per raffreddamento di componenti elettronici (in collaborazione con CERN, Genève). Si sta occupando della promozione della condensazione a gocce su superfici con bagnabilità modificata. Ha inoltre lavorato alla modellizzazione e progettazione di pompe di calore innovative. Autore di oltre 100 articoli scientifici pubblicati su riviste internazionali e negli atti di congressi (con 66 documenti citati su Scopus e $h_index=18$) e di tre capitoli su libro.

Marco Azzolin ha conseguito la Laurea magistrale in Ingegneria Energetica presso l'Università degli Studi di Padova nel 2012 e il Dottorato di Ricerca nel 2016. Durante il periodo di dottorato è stato Visiting student presso il Laboratoire Plasma et Conversion d'Energie, University Toulouse III Paul Sabatier e presso il Phase Change Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Maryland. Svolge la sua attività di ricerca come assegnista nel gruppo di ricerca Sustainable Thermal Energy Technologies (STET) del Dipartimento di Ingegneria Industriale (Università degli Studi di Padova). Durante l'attività di ricerca si è occupato di numerose tematiche tra cui: studio della condensazione e della vaporizzazione con fluidi a basso Global Warming Potential e in minicanali, modellazione e progettazione di pompe di calore reversibili a doppia sorgente (aria e terreno o elioassistite). Autore o co-autore di numerosi articoli scientifici su riviste internazionali o presentati a convegni nazionali/internazionali (36 documenti presenti sul database Scopus).

Damiano Menegon è dottorando presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova (Corso di dottorato in Industrial Engineering). Laureato con il massimo dei voti nell'aprile 2020, attualmente è membro del gruppo di ricerca S.T.E.T., Sustainable Thermal Energy Technology coordinato dal prof. Davide Del Col. Il suo ambito di ricerca è focalizzato sullo studio dello scambio termico con fluidi refrigeranti a basso impatto ambientale, modellazione di pompe di calore e misura della bagnabilità di superfici con fluidi a bassa tensione superficiale.

Lorenzo Moro consegue la laurea in Ingegneria Civile presso l'Università di Padova con il punteggio 110 / 110 e la lode ed inizia una collaborazione con il Dipartimento di Fisica Tecnica nello studio della modellistica dei materiali isolanti. Nel Maggio 1996 partecipa al Concorso per Ricercatore presso l'Università degli Studi di Padova. Risultato vincitore, entra in servizio presso il Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università degli Studi di Padova in data 20 Luglio 1996. Nel Luglio 1997 consegue il titolo di Dottore di Ricerca in Energetica (IX ciclo). Svolge ininterrottamente dal 1998 attività di insegnamento presso il Dipartimento di Fisica Tecnica per affidamento e aggregazione del corso di Fisica Tecnica Ambientale per allievi ingegneri edili. A partire dal 2003 ha ricevuto l'affidamento del modulo di Fisica Tecnica nel corso di laurea specialistica in Architettura per la città e del paesaggio presso lo IUAV di Venezia. Lorenzo Moro è autore o co-autore di numerosi articoli scientifici pubblicati su riviste nazionali ed internazionali o presentate a convegni nazionali ed internazionali. La maggior parte dell'attività di ricerca è stata sviluppata nell'ambito di programmi di ricerca nazionali (Progetti di ricerca scientifica di rilevante interesse nazionale - MURST ex 40%) o programmi di ricerca finanziati dall'Unione Europea.

Davide Del Col è professore ordinario all'Università di Padova, dove insegna il corso di Renewable energy technologies alla Laurea magistrale in Energy engineering e il corso di Refrigeration and heat pump technology ad Ingegneria meccanica. Dal 2020 è presidente del corso di studio della laurea magistrale in Energy engineering. Dottore di Ricerca in Energetica, Università di Padova, dal 20/1/1999. Visiting Scholar presso Pennsylvania State University, USA, 1998. Membro di Commission B1 (Thermodynamics & transfer processes), International Institute of Refrigeration, Parigi. Membro di Committee K-13 (Multiphase Heat Transfer), ASME (American Society of Mechanical Engineers). Membro del Comitato Direttivo e Segretario di UIT (Unione Italiana Termofluidodinamica). Responsabile del Laboratorio di Trasmissione del calore con fluidi in cambiamento di fase presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Padova. Responsabile del Laboratorio di conversione di energia solare e del Laboratorio di Tecnica del freddo, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Padova. Coordinatore scientifico del progetto internazionale dell'ESA su Condensazione in microgravità (16 partner da Europa e Canada). Autore di oltre 200 pubblicazioni scientifiche con oltre 160 documenti citati su Scopus e $h_index=36$.