



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA  
**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Analisi sperimentale della vaporizzazione di R134a  
in una schiuma di rame**

*Relatore:* Prof.ssa Luisa Rossetto

*Correlatore:* Ing. Simone Mancin

*Laureando:* Alessandro Scardoni 1020326

Anno Accademico 2012/2013



# Indice

---

<b>Sommario</b> .....	<b>1</b>
<b>Introduzione</b> .....	<b>3</b>
1.1 Vaporizzazione o <i>flow boiling</i> .....	3
1.2 Miglioramento dello scambio termico .....	9
1.3 Le schiume metalliche .....	11
<b>Capitolo 2 - L'impianto sperimentale</b> .....	<b>23</b>
2.1 L'impianto .....	23
2.1.1 Il circuito primario .....	25
2.1.2 Il circuito dell'acqua calda.....	28
2.1.3 Il circuito dell'acqua fredda del precondensatore .....	29
2.1.4 Il circuito dell'acqua fredda del postcondensatore.....	30
2.2 La sezione.....	31
2.2.1 Il materiale base .....	31
2.2.2 Il provino .....	34
2.3 Caratteristiche degli strumenti di misura.....	39
2.4 Il sistema di acquisizione e l'interfaccia LabVIEW™.....	40
2.5 Il fluido refrigerante R134a.....	44
<b>Capitolo 3 - Riduzione dei dati</b> .....	<b>47</b>
3.1 Avvio, gestione e spegnimento dell'impianto .....	47

3.1.1	Avvio.....	47
3.1.2	Gestione .....	48
3.1.3	Spegnimento.....	50
3.2	Elaborazione dei dati .....	51
3.2.1	Potenza elettrica .....	52
3.2.2	Proprietà dei fluidi .....	54
3.2.3	Coefficiente di scambio termico $\alpha$ .....	54
3.2.4	Titolo del fluido all'ingresso, all'uscita e titolo medio della sezione .....	56
3.2.5	Perdite di carico .....	59
3.3	Analisi dell'incertezza .....	60
3.3.1	Generalità .....	60
3.3.2	Gli strumenti .....	60
3.3.3	Le proprietà dei fluidi da REFPROP .....	61
3.3.4	L'incertezza di ripetibilità .....	62
3.3.5	Propagazione dell'incertezza.....	63
3.3.6	Calcolo delle incertezze.....	64
	<b>Capitolo 4 - Risultati sperimentali.....</b>	<b>71</b>
4.1	Coefficiente di scambio termico.....	71
4.1.1	Flusso termico costante, portata variabile .....	74
4.1.2	Portata costante, flusso termico variabile .....	77
4.1.3	Coefficiente di scambio termico in prove monofase.....	79
4.2	Perdite di carico.....	82
4.2.1	Flusso termico costante, portata variabile .....	82
4.2.1	Portata costante, flusso termico variabile .....	86
	<b>Capitolo 5 - Confronto dei risultati sperimentali con quelli di alcuni modelli.....</b>	<b>91</b>
5.1	Coefficiente di scambio termico.....	91



5.1.1 Correlazione di Gungor e Winterton [16] .....	92
5.1.2 Correlazione di Shah [17] .....	94
5.1.3 Confronto con i dati sperimentali .....	95
5.1.3.1 Portata costante, flusso termico variabile .....	97
5.1.3.2 Flusso termico costante, portata variabile. ....	100
5.2 Perdite di carico .....	103
5.2.1 Correlazione di Ji e Xu [5] .....	104
5.2.2 Confronto con i dati sperimentali .....	107
5.2.2.1 Flusso termico costante, portata variabile .....	107
5.2.2.2 Portata costante, flusso termico variabile. ....	109
<b>Conclusioni</b> .....	<b>117</b>
<b>Nomenclatura</b> .....	<b>121</b>
<b>Bibliografia</b> .....	<b>125</b>



# Sommario

---

In questi anni la necessità di dissipare calore dalle apparecchiature elettroniche è cresciuta di pari passo alla velocità di calcolo e alla miniaturizzazione dei componenti stessi. In tale contesto si inserisce questo lavoro tesi, che ha come scopo lo studio della vaporizzazione di R134a in una schiuma metallica, in modo da caratterizzare questo processo di cambiamento di fase in termini di coefficienti di scambio termico e di perdite di carico. I dati ottenuti potranno essere la base di partenza per la realizzazione di una banca dati più ampia, che comprenderà differenti fluidi refrigeranti e schiume metalliche.

La scelta del fluido in cambiamento di fase è legata al fenomeno stesso della vaporizzazione, che presenta coefficienti di scambio più elevati rispetto alla sola convezione monofase; la scelta della schiuma come superficie estesa è invece legata alle potenzialità che questi materiali lasciano intravedere nel campo dello scambio termico, dovute alle loro caratteristiche fisiche e di struttura, come verrà spiegato nella sezione dedicata.

Nel primo capitolo vengono illustrati il fenomeno della vaporizzazione e le caratteristiche generali delle schiume metalliche.

Nel secondo capitolo vengono descritti l'impianto e la sezione sperimentale dove è alloggiata la schiuma, gli strumenti e il sistema di acquisizione.

Il terzo capitolo riguarda la riduzione dei dati e l'analisi dell'incertezza, dove vengono presentate e discusse le procedure utilizzate.

Il quarto capitolo presenta i risultati sperimentali: sono state eseguite diverse prove, variando le condizioni operative del fluido, il flusso termico ceduto e la portata, a temperatura di saturazione costante e pari a 30 °C.

Nel quinto capitolo infine si confrontano i risultati ottenuti nelle prove sperimentali con alcuni modelli proposti in letteratura. In particolare per i coefficienti di scambio termico si sono confrontati i coefficienti di scambio sperimentali con quelli ricavati applicando

due modelli per scambio termico bifase in tubo liscio, al fine di avere un confronto, seppur approssimativo, rispetto al caso tradizionale; per le perdite di carico si sono invece confrontati i risultati ottenuti con un recente modello valido per perdite di carico in schiume di rame.

# Introduzione

---

## 1.1 Vaporizzazione o *flow boiling*

Con il termine *flow boiling* si intende il processo di cambiamento di fase liquido-vapore di un fluido in movimento rispetto alla superficie calda. Questo meccanismo di scambio termico è ancora lontano da una descrizione quantitativa completa e soddisfacente proprio perché è un fenomeno complesso in cui sono implicati diversi fenomeni fisici (la convezione forzata riguardante i fluidi monofase, la nucleazione e crescita delle bolle e il trasporto di massa alla superficie libera del liquido in condizioni di saturazione) e che presenta diverse configurazioni di flusso, in quanto l'interfaccia tra le componenti è deformabile e una delle due fasi, quella gassosa, è comprimibile [1].

Prima di descrivere come si evolve il fluido nel processo di vaporizzazione entro tubi verticali e orizzontali, è bene richiamare alcune definizioni:

- titolo  $x$  del vapore in deflusso bifase: rappresenta il rapporto tra la portata di massa del vapore  $\dot{m}_v$  e quella totale

$$x = \frac{\dot{m}_v}{(\dot{m}_v + \dot{m}_l)}$$

dove  $\dot{m}_l$  rappresenta la portata di massa della fase liquida;

- grado o frazione di vuoto  $\varepsilon$ : rappresenta la frazione  $A_v$  di area di deflusso occupata dalla fase gassosa

$$\varepsilon = \frac{A_v}{A}$$

dove  $A$  indica la sezione trasversale di deflusso disponibile.

Durante il cambiamento di fase avviene il progressivo aumento del titolo  $x$  da valori pari a 0 quando ancora si ha solo fase liquida a valori pari a 1 quando tutto il liquido si è trasformato in vapore.

Per quanto riguarda la frazione di vuoto  $\epsilon$  si può dire che anche a titoli modesti ( $x < 0,1$ ) il vapore occuperà gran parte della sezione di flusso in quanto il volume specifico della fase vapore è maggiore di quello che compete alla fase liquida.

Si consideri ora il moto in un condotto verticale (Fig. 1.1) alimentato alla base con una portata costante di liquido puro sottoraffreddato; il condotto sia riscaldato uniformemente, cioè il flusso termico specifico sia costante lungo tutta la superficie di scambio.

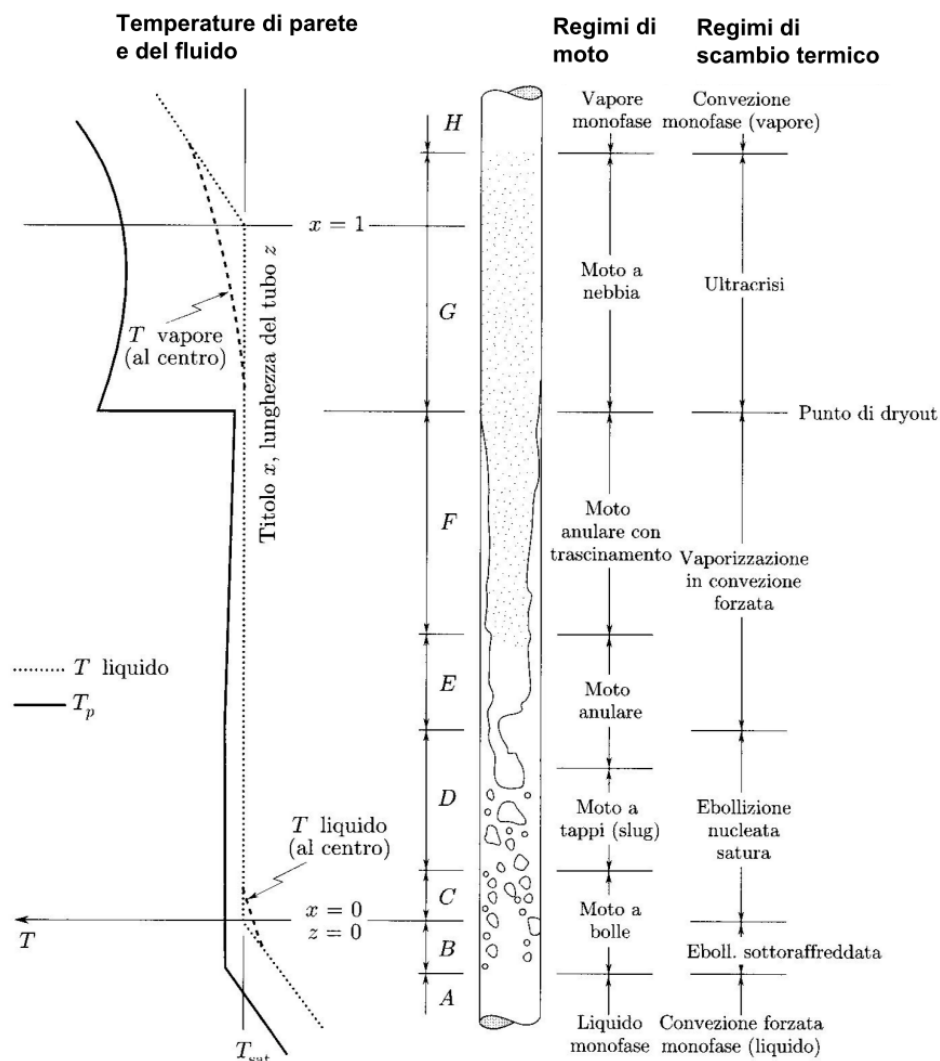


Fig. 1.1 Deflusso in convezione forzata con vaporizzazione (*flow boiling*) in tubo verticale [1].

Nel primo tratto di tubo si ha un regime di convezione forzata nella fase liquida: il liquido aumenta la propria temperatura e la temperatura di parete rimane al di sotto del valore caratteristico necessario per la nucleazione<sup>1</sup> [2]. Ad un certo punto il valore di  $t_p - t_{sat}$  diviene tale per cui inizia il fenomeno dell'ebollizione nucleata, con le bolle che si formano ben separate tra loro e che vengono trascinate dalla corrente: il regime instaurato prende il nome di *bubble flow* (moto a bolle). Al crescere del grado di vuoto le bolle si riuniscono, formando dei tappi di vapore che si alternano a tappi di liquido: si realizza il regime di *slug flow* (moto a tappi). In questa particolare condizione di deflusso il titolo è ancora basso (non raggiunge l'1%) mentre la frazione di vuoto  $\epsilon$  è già elevata (intorno a 0,5), il che causa un aumento della velocità di deflusso con oscillazioni della portata. Un ulteriore aumento del grado di vuoto tende a far aderire il liquido alle pareti, formando uno strato continuo (film): si instaura così quello che viene chiamato regime di *annular flow*. In questa fase il vapore è generato alla superficie dello strato liquido, ha una velocità più elevata di questo e ne trascina delle gocce. La via via crescente evaporazione del liquido riduce lo spessore del film fino a che questo non è più in grado di coprire l'intera superficie: questo regime è instabile e alterna momenti in cui la parete è a contatto con il liquido a momenti in cui è a contatto con il vapore, fino al punto in cui la parete si presenta asciutta. Inizia qui il regime di *mist flow*, dove è presente un film stabile di vapore aderente alla parete ed un flusso centrale di vapore che trascina gocce di liquido.

Da questo punto in poi la vaporizzazione avviene all'interno della corrente di vapore in corrispondenza delle superficie delle gocce, terminando quando si ha esaurimento della fase liquida.

Per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico  $\alpha$  si può osservare (Fig. 1.2) come esso vari al variare dei regimi di deflusso che si instaurano durante il *flow boiling*.

---

<sup>1</sup> Tale valore dipende dalla velocità, dal grado di sottoraffreddamento e dal tipo di fluido.

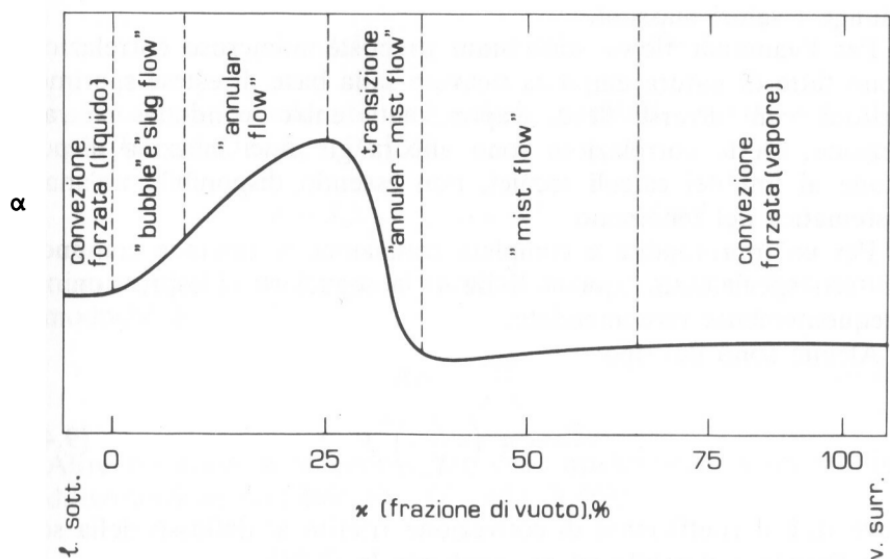


Fig. 1.2 Andamento qualitativo del coefficiente di scambio termico [2].

In regime di convezione forzata nella fase liquida la temperatura di parete si mantiene circa costante, la differenza di temperatura tra parete e fluido diminuisce e di conseguenza, essendo il flusso termico imposto,  $\alpha$  cresce. Con l'instaurarsi dell'ebollizione nucleata nel *bubble* e *slug flow* lo scambio termico è determinato dall'azione delle bolle e dal moto del liquido, fenomeno analogo a quello del *pool boiling*<sup>2</sup>. Durante il regime anulare, come già accennato, il film di liquido tende a ridursi mano a mano che il titolo cresce, parallelamente si intensifica lo sforzo tangenziale che il vapore esercita sul film. Si instaura così un nuovo meccanismo di scambio termico nel quale il calore viene trasportato per convezione forzata nel film dalla parete fino all'interfaccia liquido-vapore dove avviene l'evaporazione: l'alta velocità e la forte turbolenza della parte centrale della corrente rendono intensi gli scambi termici convettivi. Diminuendo lo spessore del film cala la sua resistenza termica, il coefficiente di scambio  $\alpha$  cresce, la temperatura di parete cala, la nucleazione viene disattivata. È in questa fase che  $\alpha$  raggiunge il suo valore massimo, valore che dipende dal fluido, dalle condizioni d'ingresso e dalla portata specifica. Ad un certo valore critico del titolo poi si avrà quella che viene chiamata crisi termica o *dryout*: in questa zona si ha una completa evaporazione del film, si forma uno strato di vapore aderente alla parete che causa l'abbassamento del coefficiente di scambio termico di uno o due ordini di grandezza.

<sup>2</sup> Per la descrizione del fenomeno di *pool boiling* si rimanda a [1] e [2], non essendo argomento trattato in questa tesi.

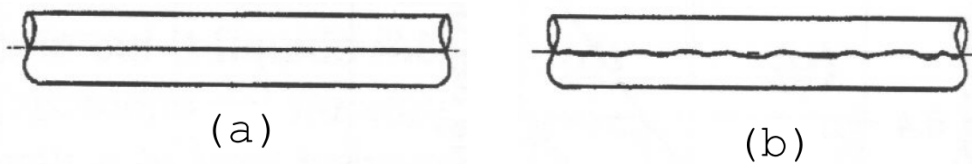


Come conseguenza, se il flusso termico è imposto, come avviene nel caso ad esempio di riscaldamento elettrico, in concomitanza con il crollo di  $\alpha$  si verifica un innalzamento repentino della temperatura di parete, che può diventare pericoloso qualora si superi il punto di fusione del materiale (*dryout*). Il fenomeno del *dryout* dipende, oltre che dal flusso termico specifico imposto, dalla pressione, dalla temperatura, dal titolo in ingresso, dalla portata, dalla forma e dall'estensione della sezione del condotto e anche dai particolari costruttivi del circuito [2]. Esso può verificarsi sia nella regione a bassi titoli che in quella a regime anulare a titoli medio-alti: in quest'ultimo caso si è visto che si ha la crisi termica quando la portata del film di liquido che fluisce sulla parete riscaldata si annulla. Per quanto riguarda i meccanismi alla base della crisi termica a bassi titoli invece non c'è un'unica spiegazione, ma si fanno ipotesi diverse: 1) si forma uno strato limite di bolle sulla parete che impedisce al liquido di raggiungere la superficie; 2) a flussi termici elevati i siti di nucleazione si portano a temperature così elevate che quando la bolla si stacca il liquido non riesce a bagnare nuovamente il sito di nucleazione; 3) a basse portate e in presenza di *slug flow* il film liquido vaporizza dove è più sottile.

Dopo il *dryout*, nella regione monofase, il valore di  $\alpha$  si porta ai corrispondenti valori di scambio termico convettivo di solo vapore.

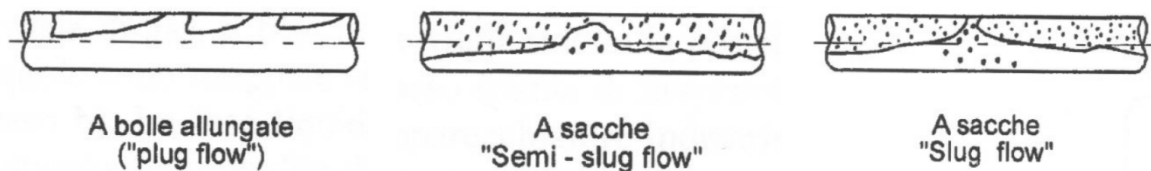
Per quanto riguarda il fenomeno della vaporizzazione in tubi orizzontali, la differenza sostanziale rispetto al regime di deflusso verticale risiede nell'influenza della forza di gravità, che agendo in direzione normale (in regime verticale agiva parallelamente al deflusso) provoca un'asimmetria nel moto comportando tratti di tubo secchi lambiti dal vapore (il liquido tende infatti a scorrere nella parte bassa del tubo). La differenza è tanto più marcata quanto più il diametro del tubo è grande, la pressione elevata e la portata specifica più bassa.

Anche nel caso di deflusso orizzontale si possono evidenziare diverse configurazioni di moto. Il deflusso stratificato (Fig. 1.3) presenta una completa separazione delle fasi liquido-vapore dovuta alla forza di gravità con il liquido che scorre nella parte inferiore del tubo. Si realizza con basse velocità e liquido sotto raffreddato o a bassi titoli.



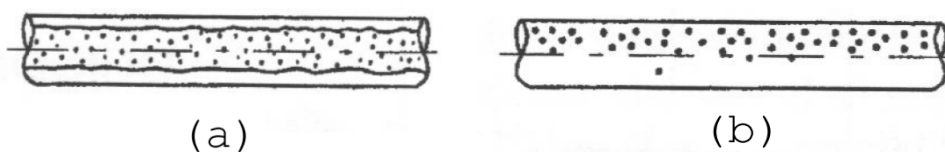
**Fig. 1.3** Deflusso stratificato (a) e stratificato perturbato (b) [1]. La differenza riguarda l'interfaccia liquido-vapore.

Nel deflusso intermittente (Fig. 1.4) si distingue il moto a bolle allungate e quello a sacche: nel primo caso il liquido non contiene bolle di vapore, si ha un flusso più calmo; nel secondo caso invece, quando le portate sono più elevate, nel liquido sono presenti bolle, con conseguenti onde di liquido di varia ampiezza.



**Fig. 1.4** Deflusso intermittente [1].

Il deflusso a bolle e il deflusso anulare (Fig. 5) sono simili a quelli visti per il deflusso in condotti verticali, con la differenza che in questo caso le bolle e si concentrano nella parte superiore (eccezione fatta per alte velocità del vapore dove allora la distribuzione risulta più uniforme) e il film di liquido del moto anulare risulta più spesso nella parte bassa.



**Fig. 1.5** Deflusso anulare (a) e a bolle (b) [1].

Avendo presenti le caratteristiche del moto qui descritte, si può comprendere come mai il coefficiente di scambio medio sul perimetro del tubo risulti più basso rispetto al moto verticale. Nel moto anulare ad alti titoli inoltre, essendo il film di liquido più sottile nella parte superiore, si prosciugherà prima dando luogo ad un deflusso di vapore nella parte

superiore del tubo: il vapore tende a surriscaldarsi già prima che tutto il liquido sia cambiato di fase. Qualora il flusso termico sia imposto, è bene che siano evitati sia il moto stratificato sia la crisi termica perché, come visto per la crisi termica in tubi verticali, la temperatura di parete può raggiungere valori elevati. Se si desidera evitare questi fenomeni si tenderà ad impiegare tubi di piccolo diametro e velocità del liquido elevate, sempre compatibili con le perdite di carico tollerabili.

## 1.2 Miglioramento dello scambio termico

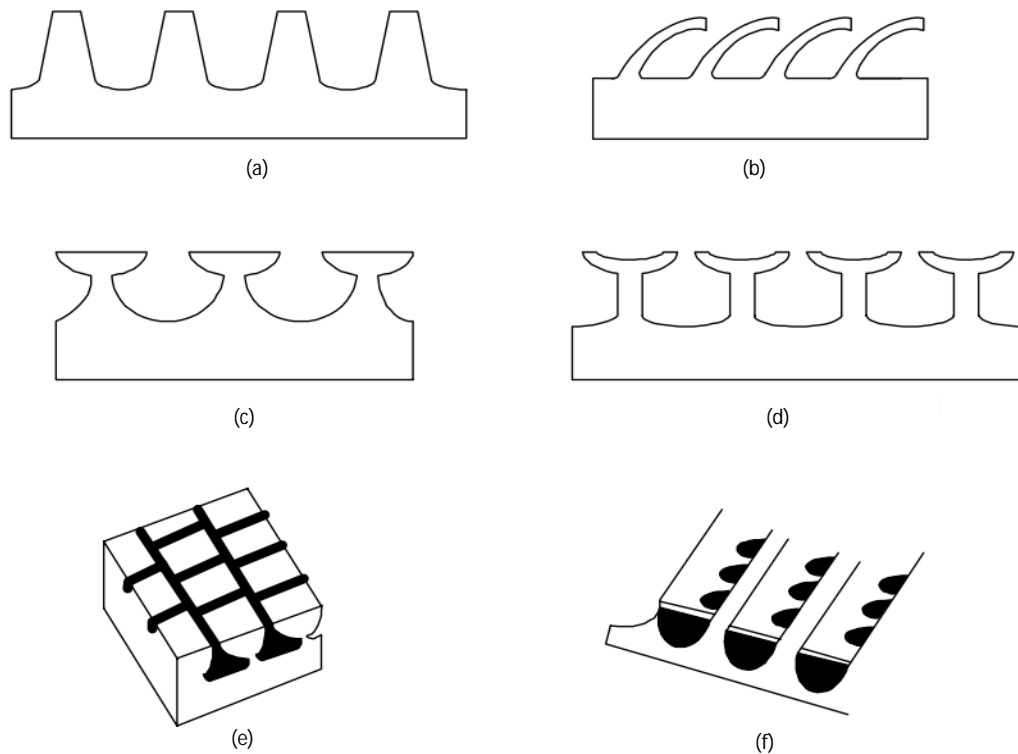
Come si è potuto osservare nei paragrafi precedenti, la condizione di deflusso con cambiamento di fase realizza elevati coefficienti di scambio termico nella zona precedente al *dryout*. Da questa osservazione si capisce come si siano messe in atto tecniche per promuovere il fenomeno dell'ebollizione con bassi surriscaldamenti  $t_p - t_{sat}$  e per ritardare la crisi termica nel deflusso, al fine di incrementare lo scambio termico.

I metodi per migliorare e incrementare lo scambio termico in regime bifase possono essere suddivisi principalmente in attivi e passivi. Con attivi si intendono quelle tecniche che richiedono una fonte di energia esterna al sistema (per esempio un generatore di vibrazioni o generatori di campi elettrici o magnetici), con passivi si intendono invece quei metodi come superfici trattate, con rugosità elevata, con elevata estensione, con dispositivi di incremento del moto turbolento, tubi alettati ecc. [3]. Facendo qui riferimento solo ai miglioramenti indirizzati allo sviluppo e al trattamento superficiale, si nota che una strada intrapresa in questo senso riguarda sia l'estensione della superficie di scambio termico sia la caratteristica di rugosità superficiale della zona in cui dovrà avvenire il cambiamento di fase. Questo perché superfici estese consentono sempre un maggiore scambio termico (a parità di  $\Delta t$  tra i fluidi interessati nello scambio), mentre superfici molto lisce e pulite ritardano la nucleazione delle bolle, essendo tale fenomeno favorito da cavità microscopiche che agiscono da siti di nucleazione (oltre che dal grado di purezza del liquido<sup>3</sup>).

---

<sup>3</sup> Per ulteriori approfondimenti sul fenomeno della nucleazione si vedano [2] e [3].

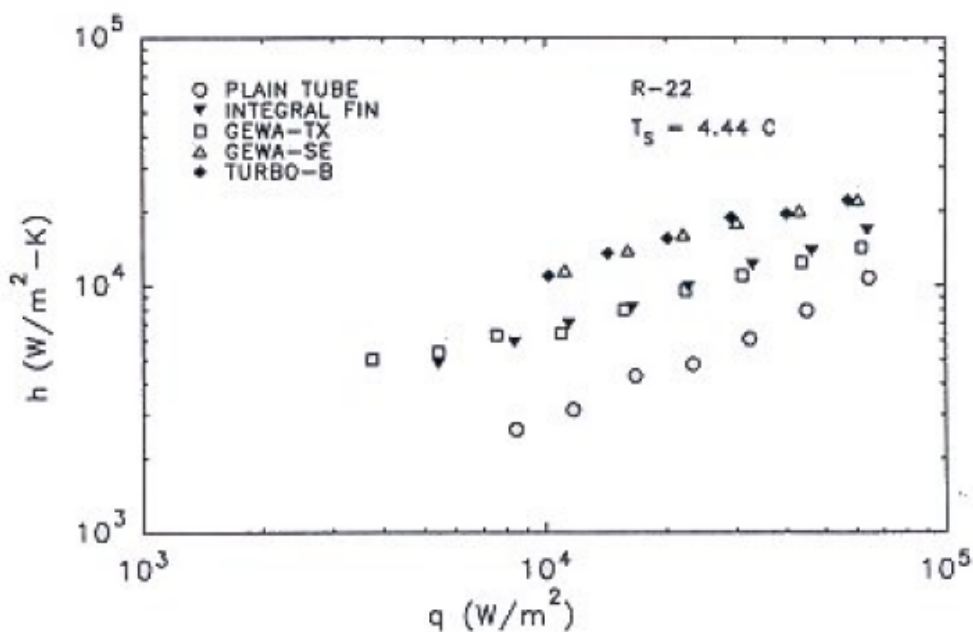
Sulla base di queste considerazioni, si comprende come la configurazione di alcune superfici commerciali sia adatta a questo scopo (Fig. 1.6)



**Fig. 1.6** Superfici di scambio commerciali ottimizzate per incrementare la nucleazione [3]

Con la configurazione (a), tubo ad aletta integrale, si ottiene un incremento di superficie di scambio rispetto al tubo liscio e un aumento del coefficiente di scambio termico a basse  $t_p - t_{sat}$ . A valori più elevati della differenza tra la temperatura di parete  $t_p$  e quella di saturazione  $t_{sat}$  questa superficie ha un calo di efficienza perché il vapore copre le gole tra le alette. Le superfici (b) – (f) invece presentano zone di nucleazione collegate fra loro al di sotto della superficie esterna: non ci sono così punti di nucleazione singoli ma cavità-tunnel, dove il liquido che avanza si surriscalda e il vapore prodotto localmente in quella zona può attivare altri siti collegati dai tunnel capillari. Anche il diametro dei pori al di sotto della superficie contribuisce, essendo maggiore di quello dei pori delle normali superfici metalliche, ad abbassare la differenza  $t_p - t_{sat}$ . Un confronto sullo scambio termico tra diversi tubi di Fig. 6 e un tubo liscio di base è visibile in Fig. 1.7, dove si osserva un incremento del coefficiente di scambio termico,

indicato con  $h$ , al variare della tipologia di tubo. L'incremento varia da un fattore 2 ad un fattore 4 [1].



**Fig. 1.7** Effetto di diversi tubi sul coefficiente di scambio termico di R-22, in ebollizione a 4,44 °C, in funzione del flusso termico specifico. I tubi sperimentati sono: Integral fin (corrisponde ad "a" della Fig. 6), GEWA-TX® (c), GEWA-SE® (f), Turbo-B® (e) [3].

Per quanto riguarda il fenomeno della vaporizzazione in convezione forzata, solo pochi autori ne hanno fino ad ora studiato la possibilità di incentivare questo fenomeno impiegando superfici analoghe a quelle appena descritte.

Le schiume metalliche si propongono come nuovi materiali adatti ad un ulteriore miglioramento in tale direzione: promuovere ed incrementare lo scambio termico durante la vaporizzazione di un fluido che la attraversa in convezione forzata.

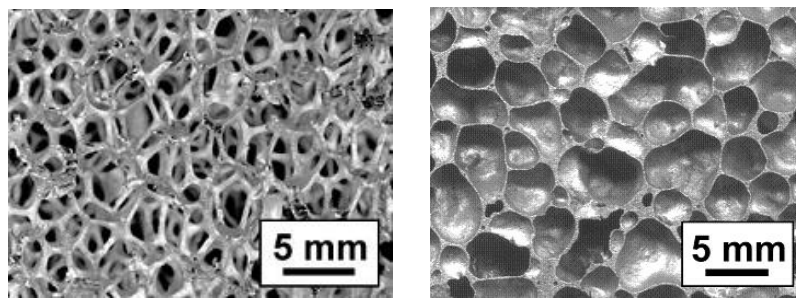
### 1.3 Le schiume metalliche

Una delle strade che negli ultimi anni si sta percorrendo in merito ai materiali per migliorare lo scambio termico riguarda il settore dello sviluppo delle schiume metalliche e delle loro applicazioni. Una schiuma metallica non è altro che un materiale metallico contenente un notevole volume di vuoto al suo interno, ottenuta dalla solidificazione di una schiuma liquida. L'interesse per questi materiali ebbe inizio una quarantina di anni

fa, interesse sviluppatosi inizialmente nell'ambito di applicazioni militari, per poi estendersi al giorno d'oggi anche in campi civili quali dispositivi per l'assorbimento acustico e scambiatori di calore [20].

Il campo di applicazione di una schiuma dipende molto dalla sua struttura, essendo realizzabili schiume metalliche a celle aperte e schiume metalliche a celle chiuse.

Una schiuma metallica a celle aperte (Fig. 1.8, a sinistra) presenta una struttura di tipo reticolare, le cui fibre metalliche costituiscono gli spigoli del solido e non vi sono membrane a delimitare le celle lateralmente, mentre una schiuma metallica a celle chiuse (Fig. 1.8, a destra) presenta tutte le celle non comunicanti tra loro, separate da membrane. La dimensione e la forma delle celle, siano esse di forma circolare, allungata o poligonale, dipendono principalmente dal processo di fabbricazione e determinano quelle che saranno le proprietà meccaniche della schiuma.



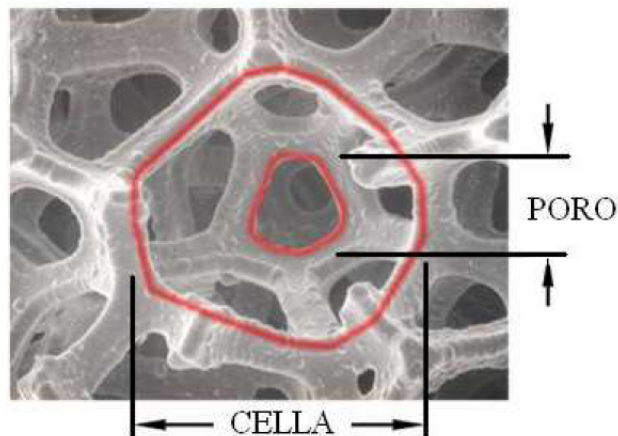
**Fig. 1.8** Schiuma a celle aperte (a sinistra) e schiuma a celle chiuse ( a destra).

Nel campo dello scambio termico vengono utilizzate schiume a celle aperte, che permettono di realizzare ampie superfici. Si deve anche tener presente però che quando c'è del fluido che attraversa una schiuma per forza di cose si verificano delle perdite di carico, la cui entità è legata ai parametri caratteristici della schiuma ([4], [5]), come verrà accennato in seguito.

Le schiume utilizzate nel presente lavoro di tesi sono schiume metalliche in rame con struttura a celle aperte, della categoria Duocel® [21]: i dettagli e le caratteristiche della schiuma utilizzata nell'impianto verranno trattati nella parte del capitolo 2 dedicata alla sezione sperimentale, in questa sezione si presentano invece le caratteristiche generali delle schiume appartenenti a questa categoria e i parametri utilizzati per definirle.

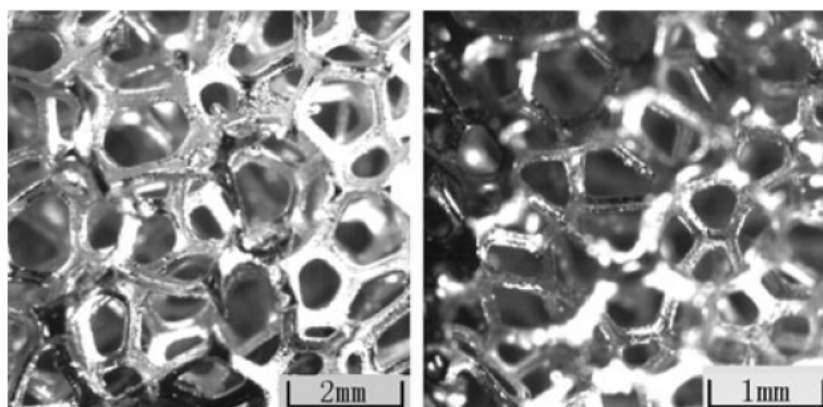
Similmente ai materiali porosi, le schiume metalliche sono caratterizzate da una dimensione della cella, dalla densità relativa  $\rho_r$ , dallo spessore della fibra e dalla sua lunghezza, anche se i parametri più importanti per la descrizione di una schiuma sono i primi due citati.

Per quanto riguarda le dimensioni, ogni cavità (la cella) della schiuma a celle aperte del genere Duocel® riporta circa 14 aperture poligonali, definite pori (Fig. 1.9).



**Fig. 1.9** Differenza tra cella e poro di una schiuma metallica [4].

In genere si fa riferimento ad una dimensione media e ad una forma circolare; si assume inoltre che il diametro del poro sia circa il 50÷70% del diametro della cella a cui appartiene. Collegata a questo parametro vi è un indice, definito PPI (Pores Per linear Inch), che rappresenta il numero di pori presenti in un pollice di materiale: ecco che tenendo conto di quanto detto precedentemente, una schiuma con 10 PPI avrà approssimativamente da 5 a 7 celle per pollice. La schiuma utilizzata nel presente lavoro presenta un indice di 5 PPI. Un esempio di schiume con diverso indice di PPI è riportato qui di seguito (Fig. 1.10).



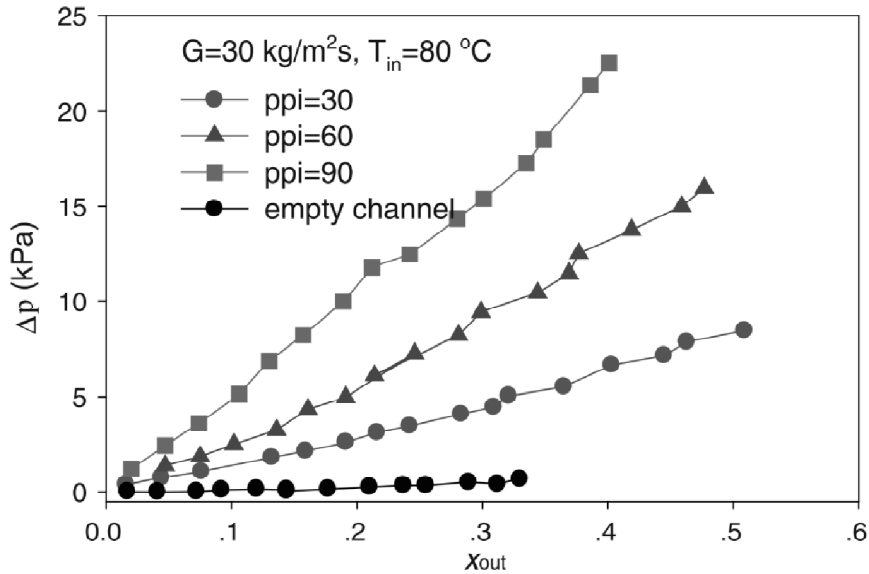
**Fig. 1.10** Schiuma con 30 PPI (a sinistra) e schiuma con 60 PPI (a destra). Si osservi come la schiuma a sinistra presenti un aspetto più "aperto" rispetto a quella di destra.

La dimensione dei pori influisce sulla lunghezza nominale delle fibre e sul loro spessore, influenzando di conseguenza quella che sarà l'area superficiale specifica<sup>4</sup> della schiuma e la resistenza incontrata dal fluido nel deflusso. Recenti studi sulle perdite di pressione nel moto bifase di un fluido attraverso schiume in rame sono stati effettuati da X. Ji et J. Xu [5]; qui viene riportato, per apprezzare visivamente quanto appena detto, solamente il risultato che hanno ottenuto riguardante il valore delle perdite di carico in funzione del titolo di uscita del fluido (acqua) dalla loro sezione sperimentale al variare del PPI delle schiume utilizzate (Fig. 1.11). La sezione sperimentale di Ji e Xu [5], come verrà meglio specificato nel capitolo 5 (§ 5.2.1), presenta un canale di deflusso delle dimensioni di 52 mm (lunghezza) x 8mm (larghezza) x 3 mm(spessore) che viene attraversato da acqua entrante in condizioni sottoraffreddate; il raggiungimento delle condizioni di titolo pari a zero e successiva vaporizzazione avvengono durante l'attraversamento della schiuma.

---

<sup>4</sup> Per area superficiale specifica si intende la superficie presente in un dato volume.





**Fig. 1.11** Perdite di carico dell'acqua in funzione del titolo, al variare del numero di PPI [5].

Si osserva proprio come all'aumentare del PPI le perdite di carico aumentino, proprio perché aumentando il numero di pori la loro dimensione si riduce e aumenta il numero di fibre che il fluido incontra nell'attraversare la schiuma.

La densità relativa  $\rho_r$  rappresenta il rapporto tra la densità  $\rho^*$  della schiuma metallica nel suo complesso (tenendo quindi presente anche il volume vuoto presente) e la densità  $\rho_s$  del materiale che costituisce le fibre (il metallo):

$$\rho_r = \frac{\rho^*}{\rho_s}$$

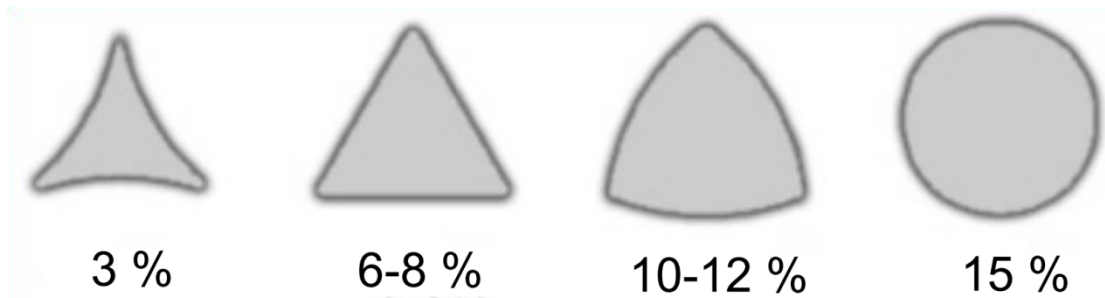
Valori usuali per le schiume Duocel® variano dal 2% al 15%.

Un altro parametro collegato alla densità delle schiume è la porosità  $\varepsilon$ , definita come

$$\varepsilon = 1 - \rho_r = 1 - \frac{\rho^*}{\rho_s}$$

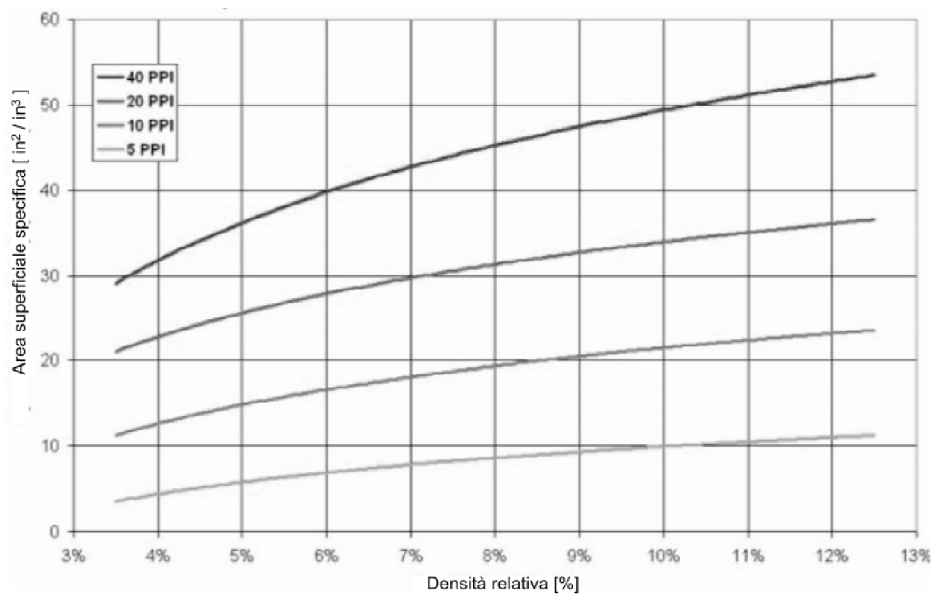
che rappresenta il volume totale di vuoto rapportato al volume occupato dalla schiuma.

Mentre la dimensione delle celle influisce, come si è visto, sulla lunghezza e sullo spessore delle fibre, la densità relativa influisce sulla forma della loro sezione trasversale (Fig. 1.12) e poiché una schiuma può essere paragonata ad una struttura reticolare, si capisce come la forma della sezione delle fibre influenzi le proprietà della schiuma quali rigidità, resilienza, conducibilità elettrica e termica.



**Fig. 1.12** Forma della sezione trasversale delle fibre in funzione della densità relativa [21].

La schiuma utilizzata nelle prove di questa tesi presenta una densità relativa del 7% (porosità  $\epsilon$  del 93%), come verrà riportato nella descrizione della sezione sperimentale. Ora che si è chiarito anche cosa si intende per densità relativa, viene riportato l'andamento dell'area superficiale specifica della schiuma in funzione della densità relativa al variare del numero di PPI (Fig. 1.13).



**Fig. 1.13** Area superficiale specifica in funzione della densità relativa e del numero di PPI [21].

Si osserva come tale caratteristica aumenti all'aumentare della densità relativa (infatti aumenta la quantità di materiale presente in un dato volume) e anche come, a parità di densità relativa, l'area superficiale specifica aumenti all'aumentare del valore di PPI della schiuma, come si era osservato quando si è trattato della dimensione della cella e della sua influenza proprio sull'area superficiale. Questo perché all'aumentare del valore di PPI le dimensioni delle celle diminuiscono, e quindi, a parità di volume considerato, si ha una maggior presenza di fibre, quindi di materiale, quindi di superficie.

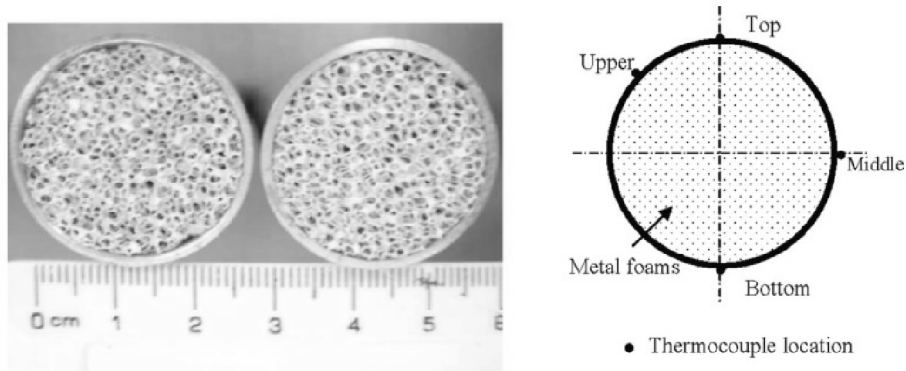
Proprio per le caratteristiche viste, le schiume metalliche stanno emergendo come uno dei più promettenti materiali per applicazioni termiche dove è richiesta una grande capacità di trasportare calore in un ridotto volume. Le schiume, come visto, sposano in pieno queste caratteristiche proprio grazie alla grande area superficiale specifica e alla tortuosità della loro struttura che migliora e omogeneizza il deflusso. Una recente review sulle proprietà inerenti al trasporto di calore nelle schiume metalliche è stata affrontata da Zhao [6]: vengono presi in considerazione gli studi fatti finora per quanto riguarda la conduttività termica delle schiume, i meccanismi di convezione, di radiazione, lo scambio di calore con cambiamento di stato e le applicazioni nei reattori catalitici. Dall'articolo emerge come ancora tutti questi aspetti siano da approfondire e vi sia la necessità di migliorare la conoscenza a riguardo, sia da un punto di vista fisico sia dal punto di vista di modelli matematico-descrittivi applicabili.

Ad esempio per quanto riguarda la conduttività termica delle schiume sono stati proposti vari modelli per cercare di rappresentarne l'andamento, ma la loro applicazione è limitata ad una particolare categoria di schiume in alluminio. Per altre schiume mancano in letteratura ancora molti dati affinché sia possibile sviluppare un modello di conduttività termica applicabile a più schiume.

Per quanto riguarda la convezione, in questo campo sono stati affrontati diversi studi, sia riferiti alla determinazione di parametri influenti in questo scambio termico (Mancin et al. [7,8], Kim et al. [11], Bai e Chung [12], Calmidi et al. [13]), sia orientati al confronto tra schiume e altre superfici di scambio, sempre però in regime monofase, sia esso liquido o aria (si veda ad esempio T'Joen et al. [9], Boomsma et al. [10]).

Il meccanismo di scambio termico nelle schiume metalliche in regime di *flow boiling* invece è stato finora poco studiato, e pochi lavori a riguardo sono stati presentati (Kim et

al [14], Zhao et al. [15], Li e Leong [18]). Interessante è quanto risultato a Zhao et al. [15]: hanno condotto un esperimento per studiare il fenomeno di vaporizzazione del refrigerante R134a all'interno di un tubo orizzontale riempito di schiuma metallica di rame (diametro 26 mm, lunghezza 150 mm, Fig. 1.14).



**Fig. 1.14** Sezione di prova del tubo e posizionamento delle termocoppie [15].

Nell'esperimento sono stati utilizzati tubi con diversi tipi di schiume (20 e 40 PPI); il tubo viene riscaldato esternamente da una resistenza elettrica. Di seguito si riportano i risultati ottenuti:

- le perdite di carico aumentano in modo non lineare all'aumentare del titolo del vapore e della portata di massa; si è evidenziata anche l'importanza che ricopre la dimensione della cella sulle perdite di carico: riducendo infatti le dimensioni da 20 PPI a 40 PPI le perdite di carico raddoppiano (Fig. 1.15). Si è anche osservato come pressioni operative più elevate possano ridurre l'entità delle perdite di carico;

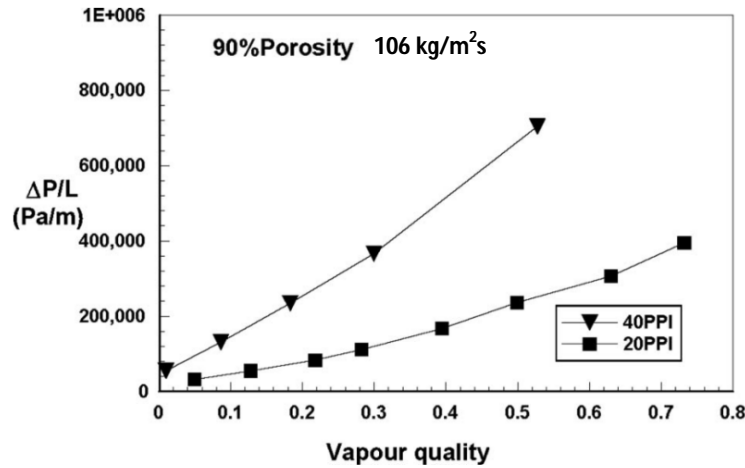


Fig. 1.15 Perdite di carico in funzione del titolo. Confronto tra schiume da 20 e da 40 PPI [15].

- il deflusso sembra essere del tipo stratificato o a sacche per portate di massa più basse, del tipo anulare quando il titolo e la portata di massa aumentano;
- a diversi valori della portata di massa si è osservato un diverso comportamento del coefficiente di scambio termico, sempre al variare del titolo di vapore. In particolare si nota come per portate di massa più basse il coefficiente di scambio diminuisca all'aumentare del titolo, mentre accade l'opposto a portate più elevate (Fig. 1.16). Questa differenza viene attribuita al diverso tipo di regime di deflusso.

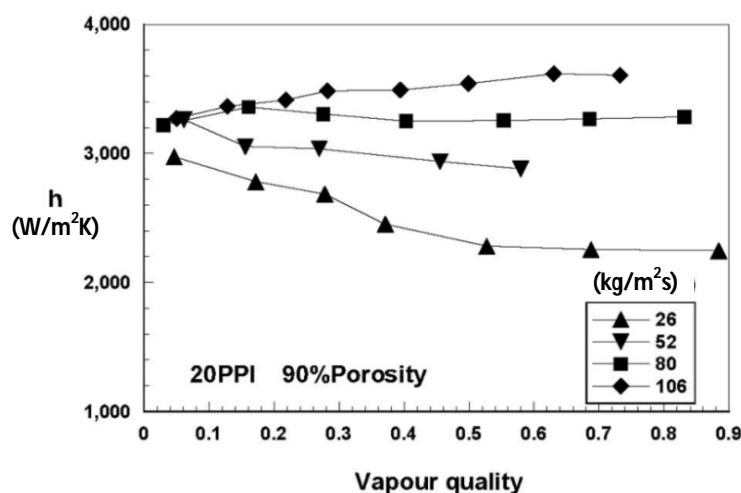
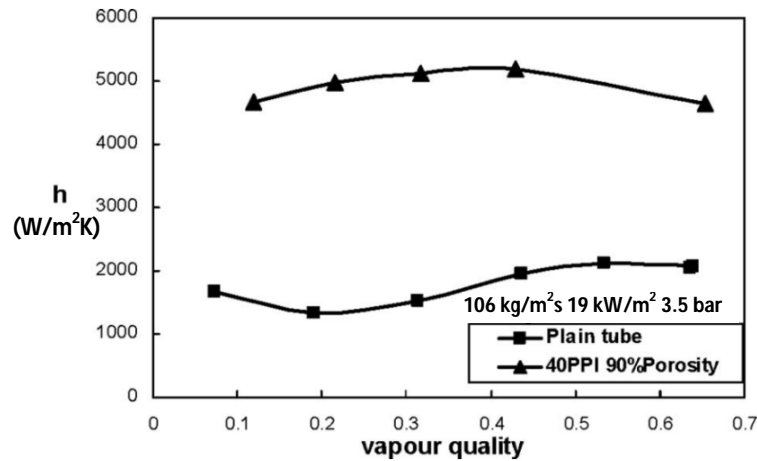


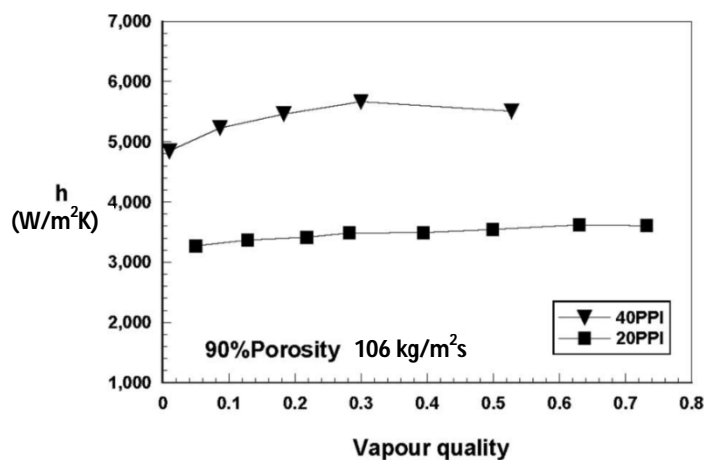
Fig. 1.16 Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo al variare della portata [15].

- il coefficiente di scambio termico dei tubi con la schiuma risulta circa tre volte maggiore di quello relativo ai tubi lisci (Fig. 1.17). Il limite all'incremento del coefficiente di cambio viene considerato essere il contatto tra la superficie interna del tubo e la schiuma metallica;



**Fig. 1.17** Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo. Confronto tra tubo liscio e tubo con schiuma [15].

- la dimensione della cella della schiuma influenza non solo le perdite di carico come già osservato, ma anche lo stesso coefficiente di scambio termico: passando da 20 PPI a 40 PPI si osserva un raddoppio di questo parametro (Fig. 1.18), dovuto all'aumento dell'area superficiale specifica e ad un maggior miscelamento del fluido.



**Fig. 1.18** Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo. Confronto tra schiume da 20 e 40 PPI [15].

Quelli appena visti sono i risultati sperimentali validi per un tubo orizzontale riempito di schiuma. Per quanto riguarda la vaporizzazione di fluidi frigorigeni in schiume di rame a celle aperte in sezione aperta (non quindi all'interno di un tubo) e con riscaldamento dal basso della sezione non ci sono ancora lavori disponibili in letteratura; questo lavoro rappresenta una novità, essendo uno dei primi esperimenti a riguardo.





# Capitolo 2

## L'impianto sperimentale

---

In questo capitolo viene descritto l'impianto utilizzato per le prove sperimentali. Vengono presentate le caratteristiche della sezione sperimentale che contiene la schiuma e i parametri caratteristici della schiuma utilizzata per le prove, le proprietà termiche e fluidodinamiche del refrigerante impiegato (R134a), le caratteristiche metrologiche degli strumenti di misura impiegati e del nuovo sistema di acquisizione dati. Verrà illustrata anche la nuova interfaccia per PC, realizzata appositamente per l'acquisizione dei dati.

### 2.1 L'impianto

La descrizione dell'impianto e il funzionamento dei suoi componenti sono stati dettagliatamente presentati da Salvatore [4] nel lavoro di tesi che ha preceduto il presente, pertanto si rimanda a tale testo per eventuali approfondimenti in merito. Qui ne viene solamente ripresa e adattata la descrizione.

L'impianto è stato appositamente realizzato per studiare il deflusso di un fluido frigorifero all'interno di schiume metalliche, con la possibilità di controllare il titolo in ingresso alla sezione sperimentale: questo permette di caratterizzare il deflusso del fluido qualora vengano eseguite prove bifase. Affinché il fluido possa vaporizzare all'interno della sezione, questa viene riscaldata da una resistenza elettrica in contatto con la base della schiuma di cui è possibile controllarne la potenza di alimentazione, come verrà meglio descritto nel paragrafo dedicato alla sezione sperimentale.

Uno schema dell'impianto è visibile in Fig. 2.1. Come si può osservare è costituito da quattro circuiti idraulici: un circuito che chiameremo principale, in cui circola il fluido frigorifero, e tre circuiti secondari, nei quali circola acqua a diverse temperature, con il compito di far funzionare correttamente l'impianto nel suo complesso.

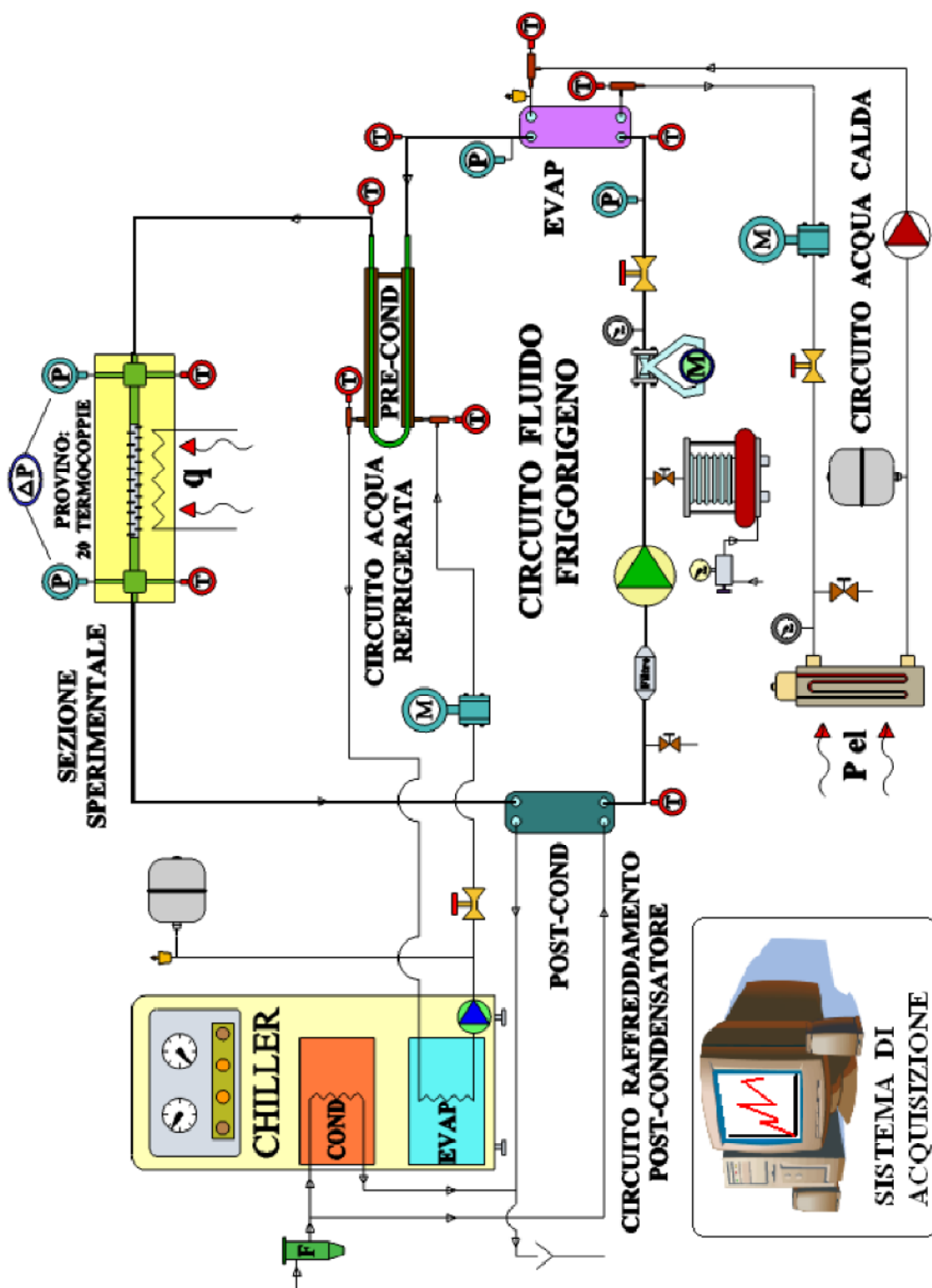


Fig. 2.1 Schema dell'impianto [4].

## 2.1.1 Il circuito primario

Il circuito in cui circola il fluido frigorifero è riportato in Fig. 2.2.

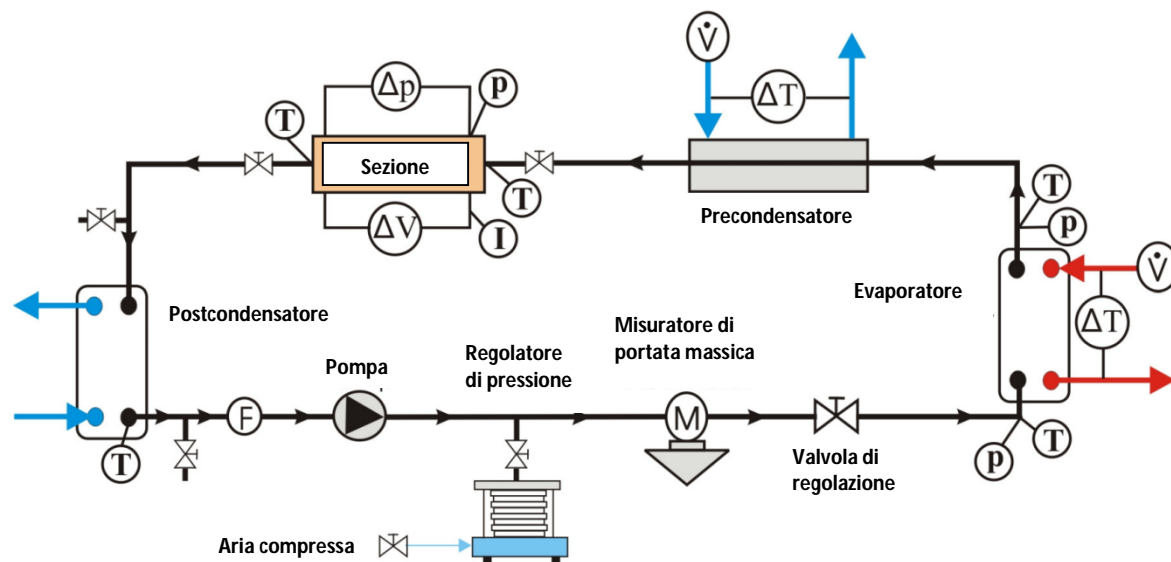


Fig. 2.2 Schema del circuito primario (circuitto del fluido frigorifero) dell'impianto.

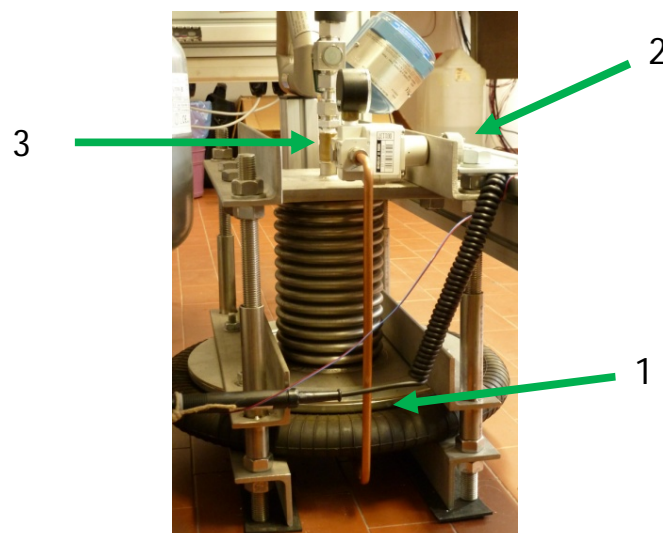
Come si può vedere è costituito, nell'ordine di percorrenza del fluido, da: un filtro, una pompa di circolazione, un sistema di regolazione della pressione del fluido, un misuratore di portata di massa, una valvola per la regolazione della portata, un evaporatore, un precondensatore, la sezione sperimentale ed un postcondensatore<sup>5</sup>.

Oltre a questi componenti, il circuito è provvisto di misuratori di pressione e di temperatura collocati nei punti di interesse.

Il filtro è un filtro disidratatore, posto a monte della pompa non solo per eliminare eventuali ed indesiderate presenze di acqua, ma anche per proteggere la pompa da residui che potrebbero staccarsi da componenti del circuito (ad es. pezzi di guarnizioni delle valvole). Attraversato il filtro, il fluido viene aspirato e spinto dalla pompa: questa ha la sola funzione di vincere le perdite di carico a cui è soggetto il fluido quando circola nel circuito; non ha quindi la funzione di incrementare l'entalpia del refrigerante tra due livelli di pressione ben distinti. La pompa è una pompa ad ingranaggi, non necessita di lubrificazione (è del tipo *oil free*), è collegata ad un motore trifase a 4 poli che a sua volta

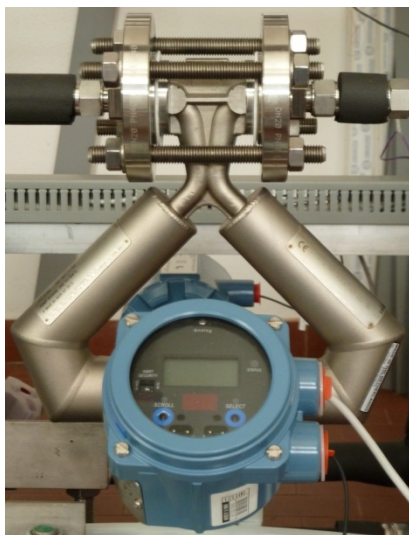
<sup>5</sup>I prefissi pre e post adottati per i due condensatori sono riferiti alla sezione sperimentale: il precondensatore è quello che il fluido incontra prima di arrivare alla sezione, il postcondensatore quello che viene attraversato successivamente.

è collegato ad un inverter: è possibile dunque regolarne la velocità di rotazione (velocità massima di  $1400 \text{ giri min}^{-1}$  a  $50 \text{ Hz}$ ), sfruttando così la possibilità di regolare la portata agendo anche sul numero di giri della pompa oltre che sulla valvola di regolazione. Non essendo state previste elevate portate da elaborare, la pompa permette di variare la portata da un valore nullo a un valore massimo di  $2640 \text{ ml min}^{-1}$  ( $44 \cdot 10^{-3} \text{ l h}^{-1}$ ). Per quanto riguarda il dispositivo di regolazione della pressione operativa del fluido (Fig. 2.3), esso è collegato alla rete dell'aria compressa del laboratorio: per trasmettere la pressione dall'interno della camera d'aria in gomma (dove fluisce l'aria proveniente dalla rete) al fluido frigorifero del circuito, questo dispositivo sfrutta un soffietto metallico avente due superfici con area molto diversa tra loro. Quella più grande è a contatto con il fluido aria, quella più piccola è a contatto con il fluido frigorifero; il soffietto realizza quindi anche un mezzo di separazione meccanica tra i due fluidi. Impostando pressioni dell'ordine di qualche bar all'interno della camera d'aria, si possono imprimere al fluido incrementi di pressione dell'ordine di una quindicina di bar. È previsto ovviamente uno sfiato in atmosfera per permettere di mantenere bilanciato il valore di pressione impostato prescindendo dalle oscillazioni della rete dell'aria. Lo sfiato viene anche utilizzato al termine delle prove sperimentali per svuotare l'aria accumulata nella camera di gomma.



**Fig. 2.3** Dispositivo di regolazione della pressione. Sono visibili la camera d'aria (1), il regolatore di pressione (2), il soffietto metallico (3) [foto scattata in laboratorio].

Proseguendo nel percorso, il fluido attraversa il misuratore di portata ad effetto Coriolis (Fig. 2.4): questo dispositivo sfrutta delle vibrazioni e l'effetto che esse hanno sull'inerzia del fluido per determinarne la portata massica ( $\text{kg h}^{-1}$ ).



**Fig. 2.4** Misuratore di portata ad effetto Coriolis [foto scattata in laboratorio].

Uscito dal misuratore e attraversata la valvola di regolazione (in acciaio inox, pressione massima di esercizio 200 bar), il fluido entra nell'evaporatore, dove viene completamente vaporizzato e surriscaldato sfruttando un circuito secondario con acqua calda riscaldata da un boiler elettrico, come verrà meglio descritto in seguito. L'evaporatore in questione è uno scambiatore di calore a piastre configurato in modo da ottenere uno scambio in controcorrente tra l'acqua calda e il fluido frigorifero.

Uscito dall'evaporatore il vapore di fluido frigorifero raggiunge il precondensatore (Fig. 2.5.), uno scambiatore di calore del tipo tubo in tubo (tubo esterno in ottone, interno in rame) in cui all'interno scorre il refrigerante e all'esterno l'acqua. All'interno di questo scambiatore quindi il fluido condensa parzialmente o totalmente a seconda della potenza termica che si fornisce allo scambiatore attraverso la portata d'acqua fredda proveniente dal chiller.



**Fig. 2.5** Perecondensatore tubo in tubo [foto scattata in laboratorio].

In questo modo, se la potenza fornita è tale da produrre una miscela bifase, si può conoscerne il titolo all'uscita, che coinciderà con il titolo di ingresso nella sezione sperimentale. Infatti dopo l'uscita dal precondensatore, il fluido raggiunge la sezione dove è disposta la schiuma di rame, riscaldata alla base. La descrizione della sezione viene presentata successivamente, al momento l'importante è conoscerne la collocazione nell'impianto.

Abbandonata la sezione sperimentale il fluido entra nel postcondensatore, un altro scambiatore di calore a piastre che ha il compito di condensare completamente e sottoraffreddare il refrigerante prima che questo raggiunga nuovamente la pompa. Anche in questo scambiatore è utilizzata acqua fredda come vettore termico per ottenere la condensazione lato refrigerante; la differenza rispetto all'acqua inviata al precondensatore è che quella inviata al postcondensatore è acqua di pozzo non raffreddata dal chiller. La sua temperatura è variabile tra i 15 e 18 °C, sufficienti comunque per ottenere una completa condensazione del fluido frigorifero.

### **2.1.2 Il circuito dell'acqua calda**

Questo circuito ha la funzione di riscaldare l'acqua e inviarla all'evaporatore, per permettere la vaporizzazione completa e il surriscaldamento del refrigerante. Il riscaldamento dell'acqua è affidato ad un boiler elettrico (potenza nominale massima 5 kW), al cui interno sono collocate tre resistenze elettriche, ciascuna delle quali può fornire 1,7 kW di potenza. Una delle tre è regolabile, le altre due hanno invece un tipo di regolazione on-off. Un termostato di regolazione consente di impostare e mantenere sotto controllo la temperatura dell'acqua nel boiler. L'acqua è spinta da una

pompa multistadio (velocità di rotazione  $2800 \text{ giri min}^{-1}$ , portata massima  $98 \text{ l min}^{-1}$ ). Nel circuito sono presenti un misuratore di portata elettromagnetico, una valvola di regolazione, un manometro per controllare la pressione e un vaso di espansione (Fig. 2.6).

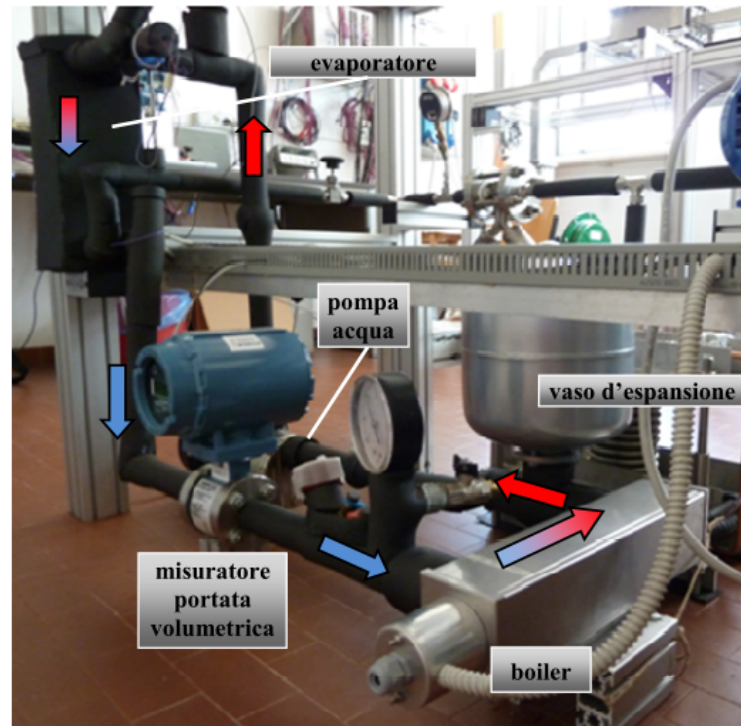


Fig 2.6 Circuito dell'acqua calda [4].

### 2.1.3 Il circuito dell'acqua fredda del precondensatore

Questo circuito ha lo scopo di inviare acqua refrigerata al precondensatore, per permettere al refrigerante del circuito principale di condensare. A questo proposito il circuito è costituito da un chiller dotato di un sistema di modulazione continua della potenza frigorifera, con una temperatura dell'acqua refrigerata in uscita che può presentare oscillazioni di  $\pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Il valore minimo a cui può essere raffreddata l'acqua è di  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ . L'acqua refrigerata viene inviata al circuito tramite la pompa presente all'interno del chiller, attraversa una valvola di regolazione, un misuratore di portata elettromagnetico e giunge al precondensatore, per poi ritornare al chiller e riprendere il circolo.



L'impianto dell'acqua fredda è visibile in Fig. 2.7.



Fig. 2.7 Circuito dell'acqua fredda del precondensatore [4].

#### 2.1.4 Il circuito dell'acqua fredda del postcondensatore

Come accennato in precedenza, il circuito dell'acqua fredda che alimenta il postcondensatore ha lo scopo di permettere una completa condensazione del refrigerante proveniente dalla sezione sperimentale, nonché un sottoraffreddamento, affinché la pompa possa essere alimentata correttamente. Il circuito è alimentato direttamente con acqua di pozzo (15 – 18 °C); non sono previsti qui organi di controllo o pompe dedicate. In Fig. 2.8 è visibile il postcondensatore e le tubazioni di alimentazione.

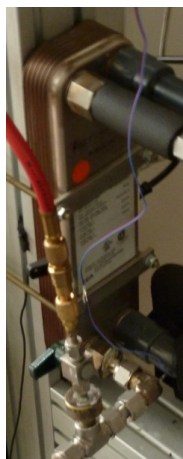


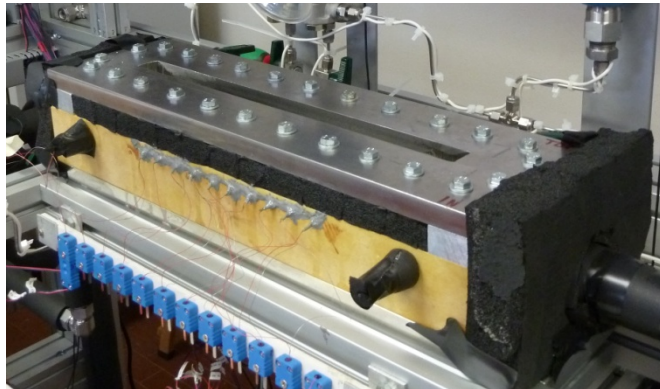
Fig. 2.8 Postcondensatore [foto scattata in laboratorio].



Sono stati così presentati i circuiti che costituiscono l'impianto. D'ora in avanti quando si farà riferimento al termine impianto o circuito si intenderà il circuito principale, quello dove fluisce il refrigerante, nel nostro caso R134a.

## 2.2 La sezione

Come visto nella descrizione del circuito principale, all'uscita dal precondensatore il fluido frigorifero entra nella sezione sperimentale che comprende il materiale base, la schiuma di rame, le termocoppie per la rilevazione della temperatura del fluido in ingresso e uscita dalla sezione e per la misura delle temperature di parete, i misuratori di pressione assoluta e differenziale. La sezione nel suo complesso è visibile in Fig. 2.9.



**Fig. 2.9** Sezione sperimentale nell'impianto [foto scattata in laboratorio].

### 2.2.1 Il materiale base

La progettazione della sezione è stata frutto di un lavoro precedente: durante questa tesi se ne è portata a termine la realizzazione e si è provveduto ad installarla nell'impianto, verificandone il funzionamento con prove di tenuta e di dispersione termica prima di procedere con l'acquisizione dei dati.

Vengono ora ripresi gli aspetti principali che sono stati presi in considerazione nel progettare la sezione.

Poiché l'obiettivo è quello di simulare un flusso termico assimilabile a quello di circuiti elettronici, la superficie interessata dal riscaldamento deve essere piana e di dimensioni tali da poter alloggiare schiume metalliche di dimensioni non eccessive, proprio perché l'applicazione nel campo del raffreddamento di circuiti elettronici richiede una dispersione di grandi quantità di calore in uno spazio il più possibile ridotto.

La lunghezza del condotto inoltre deve essere tale per cui il fluido frigorifero che vi scorre all'interno assuma un profilo di velocità il più possibile uniforme sia in ingresso che in uscita dalla sezione.

Il materiale base della sezione è stato scelto tenendo in considerazione che deve presentare buone caratteristiche di isolamento termico ed elettrico, oltre che resistere ad elevate temperature. Il buon isolamento termico è necessario per garantire che il calore fornito dalla resistenza durante le prove venga trasferito interamente alla schiuma metallica e non venga disperso verso l'ambiente esterno; il buon isolamento elettrico è importante per evitare possibili cortocircuiti visto che la resistenza scaldante è una resistenza elettrica.

Altre caratteristiche di cui si è tenuto conto riguardano la visibilità del canale di deflusso (utile per visualizzare il fenomeno del deflusso e della vaporizzazione, anche sfruttando riprese con telecamera ad alta velocità), la possibilità di alloggiare sensori di temperatura e di pressione e infine, ma non per questo meno importante, si è tenuto conto del fatto che la sezione deve essere il più possibile semplice per poter essere realizzata senza la necessità di lavorazioni meccaniche complesse, con inevitabili aumenti dei costi.

La presa in considerazione di tutti questi aspetti ha portato alla realizzazione della base della sezione sperimentale. Il materiale scelto è il Misoglass1, le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 2.1.

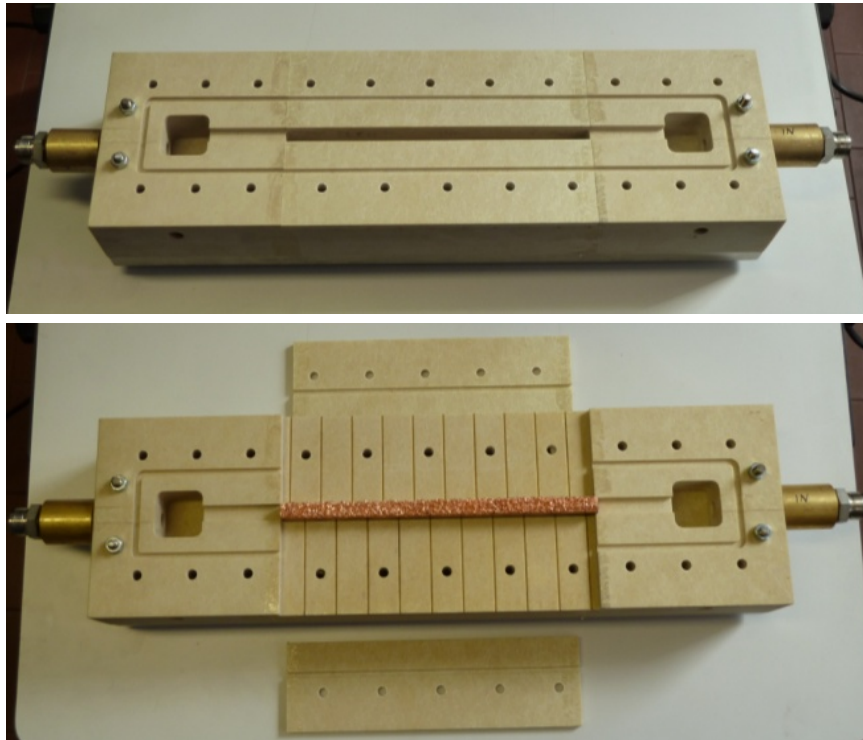
**Tabella 2.1** Caratteristiche tecniche del materiale Misoglass1 [22].

		unità di misura	valori medi
<b>Caratteristiche fisiche</b>	Colore		beige chiaro
	Peso specifico	g/cm <sup>3</sup>	1,9
	Assorbimento d'acqua (sp. 10 mm)	%	0,2
	Resistenza a prodotti chimici		buona
	Dimensioni lastre	mm	2440x1220
		mm	1900x1000
	Spessori	mm	5 ÷ 50
<b>Caratteristiche meccaniche</b>	Resist.a rottura sotto compress. $\perp$ a 20°C	N/cm <sup>2</sup>	45000
	Modulo elasticità	N/cm <sup>2</sup>	1800000
	Rigidità dielettrica a 90° C	KV/mm	13
	Resistenza alla flessione a 20°C	N/cm <sup>2</sup>	36000
	Resistenza alla trazione a 20°C	N/cm <sup>2</sup>	28000
<b>Caratteristiche termiche</b>	Classe termica		H (180°C)
	Temperatura d'esercizio	°C	220
	Temperatura massima	°C	280
	Conduttività termica	W/m°C	0,35
	Coefficiente di espansione lineare	10 <sup>-6</sup> /K	15

Per la realizzazione si è partiti da un parallelepipedo di dimensioni 440x130x50 mm in cui è stata ricavata una cava di dimensioni 200x10x22 mm, sede per l'alloggiamento della resistenza scaldante e della schiuma. Sono stati realizzati inoltre due plenum in corrispondenza della sezione di ingresso e di uscita di dimensioni 30x30x30 mm, per permettere al fluido di miscelarsi; in ognuno dei due plenum è stato predisposto un foro per l'inserimento di una termocoppia e per una presa di pressione. I plenum sono collegati al provino attraverso un canale di sezione rettangolare alto 5 mm e largo 10 mm. Complessivamente quindi i due plenum sono collegati tra loro da un canale lungo 300 mm, dove, considerando il verso di percorrenza del fluido, i primi 50 mm consentono al fluido di raggiungere condizioni di moto pienamente sviluppato, i successivi 200 mm sono occupati dalla schiuma di rame, gli ultimi 50 mm consentono al fluido di uniformare il moto prima di giungere al plenum di uscita<sup>6</sup>. L'ingresso e l'uscita dai plenum sono consentiti da due fori passanti di 10 mm di diametro. Lungo il tratto di condotto che alloggia la schiuma sono state realizzate le sedi per l'inserimento di venti termocoppie, poste a 6 mm di profondità rispetto alla base superiore del blocco di Misoglass1, che, collegate opportunamente alla schiuma di rame, consentono di

<sup>6</sup> Le dimensioni dei plenum e la lunghezza dei tratti che precedono e seguono la sede della schiuma sono state ricavate da simulazioni fluidodinamiche preliminari alla realizzazione della sezione.

misurarne la temperatura di parete lungo tutta la lunghezza. È stata realizzata poi una cava per potervi inserire una guarnizione in EPDM che fungerà da organo di tenuta. Ventisei fori passanti lungo il perimetro della sezione sperimentale, di diametro 6 mm, permetteranno la chiusura della sezione tra due piastre di acciaio inox tramite bulloni. La base descritta è visibile in Fig.2.10.



**Fig. 2.10** Base in Misoglass1 della sezione sperimentale. Nella foto in basso sono visibili le cave per l'alloggiamento delle termocoppie destinate a misurare le temperature di parete del provino di schiuma (la schiuma di rame qui è solo appoggiata) [foto scattate in laboratorio].

## 2.2.2 Il provino

### La schiuma

La schiuma utilizzata nelle prove è una schiuma in rame prodotta dalla ERG Aerospace Corporation, schiuma appartenente alla categoria Duocel®, le cui caratteristiche sono riassunte nella tabella seguente (Tabella. 2.2).

**Tabella 2.2** Caratteristiche della schiuma utilizzata nelle prove.

<b>Categoria</b>	<b>Duocel®</b>
<b>Materiale</b>	C10100 (Rame > 99 %)
<b>Densità (porosità) [%]</b>	7 (93)
<b>PPI [in<sup>-1</sup>]</b>	5
<b>Dimensioni [mm]</b>	200x10x5
<b>Area di base <math>A_{base}</math> [mm<sup>2</sup>]</b>	2000
<b>Area di deflusso <math>A_d</math> [mm<sup>2</sup>]</b>	50
<b>Lunghezza fibre [mm]</b>	2,049
<b>Spessore fibre [mm]</b>	0,588
<b>Area superficiale specifica [m<sup>2</sup> m<sup>-3</sup>]</b>	310

Il provino, visibile in Fig. 2.11, è costituito dalla schiuma in rame già saldobrasata ad una base di supporto (rame C11000, dimensioni 200x10x10).



**Fig. 2.11** Provino di rame utilizzato nella prova [foto scattata in laboratorio].

### La base scaldante

La simulazione del calore emesso da un circuito elettronico viene realizzata sfruttando l'effetto Joule di una resistenza metallica posta all'interno di una piastrina di rame. La resistenza metallica è costituita da un filamento metallico che viene alimentato in corrente continua da un generatore di potenza, capace di erogare fino ad un massimo di

900 W. In Fig. 2.12 in alto sono visibili la schiuma appoggiata al riscaldatore, in basso invece il riscaldatore alloggiato nella base.

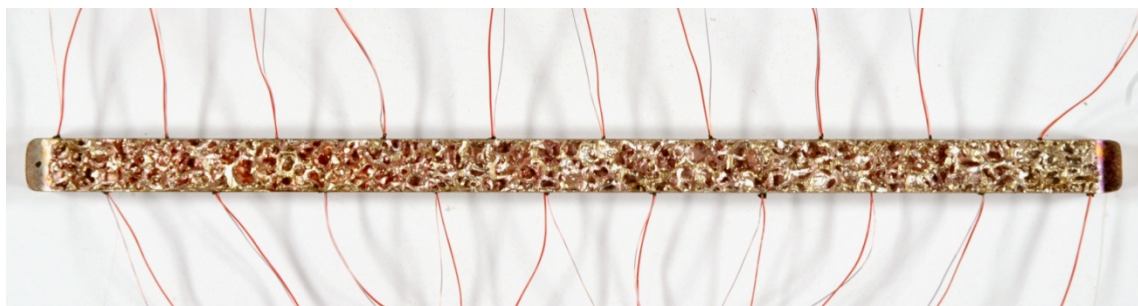


**Fig. 2.12** Schiuma appoggiata al riscaldatore (in alto); la stessa base, priva della schiuma, alloggiata nella sezione [foto scattate in laboratorio].

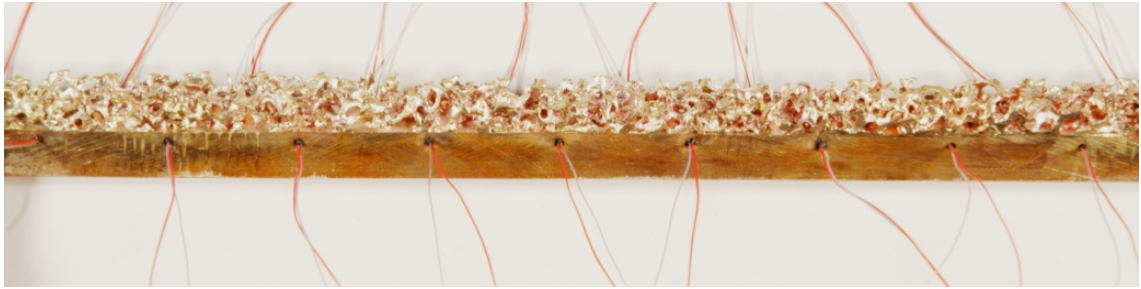
Questi elementi verranno fissati tra di loro e alla base della sezione tramite una apposita resina epossidica del tipo due componenti.

### Le termocoppie

Nel provino di schiuma sono stati effettuati venti fori per inserirvi venti termocoppie di tipo T (rame–costantana), dieci per lato. Il risultato finale è visibile in Fig. 2.13.



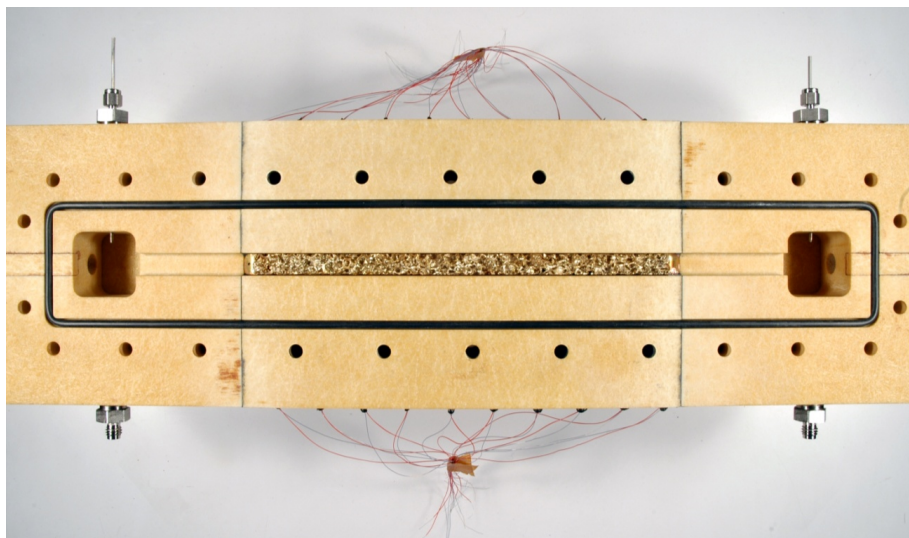




**Fig. 2.13** Termocoppie inserite nel provino [foto scattate in laboratorio].

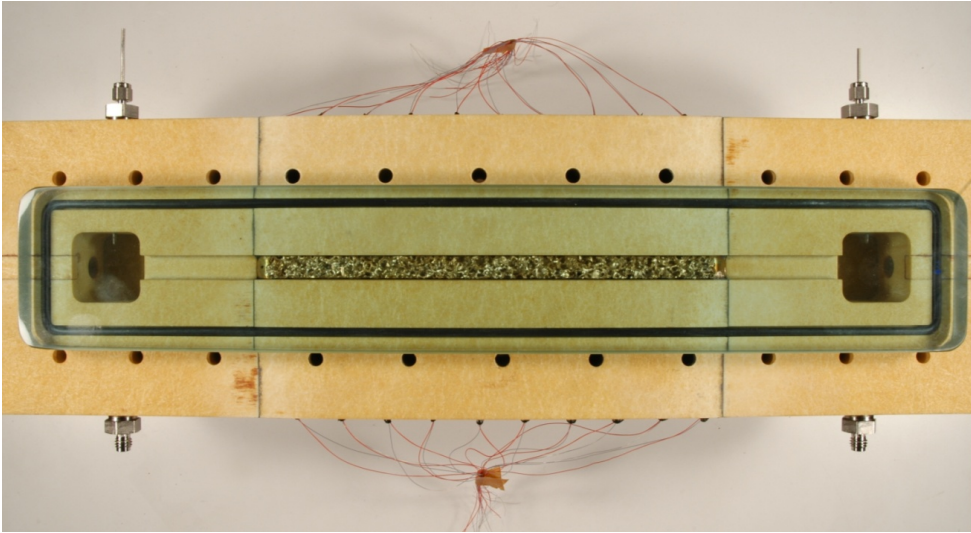
### Sezione completa

Al termine delle operazioni di incollaggio e assemblaggio, la sezione si presenta come in Fig. 2.14.: sono visibili anche le prese di pressione e di temperatura dei plenum: le prime sono disposte nella parte alta della foto, le seconde nella parte bassa; anche la guarnizione è stata alloggiata nella sua cava.



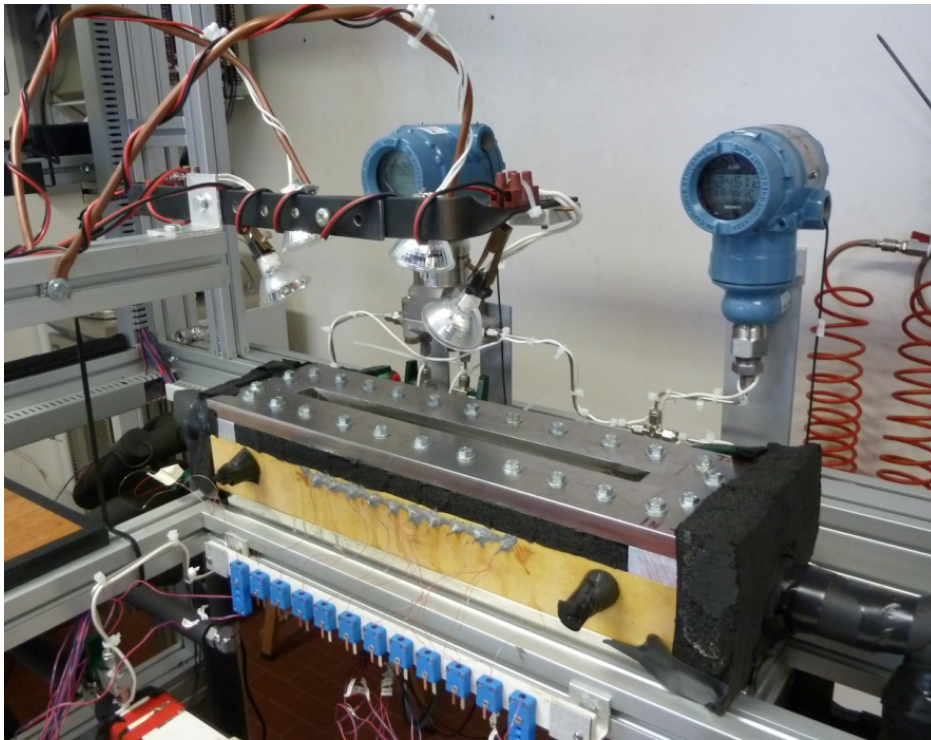
**Fig. 2.14** Sezione completa [foto scattata in laboratorio].

In Fig. 2.15 è visibile anche la lastra di vetro che va in battuta sulla guarnizione, la quale verrà a sua volta compressa tra le piastre di acciaio che chiuderanno la sezione.



**Fig. 2.15** Sezione coperta con la lastra di vetro [foto scattata in laboratorio].

In Fig. 2.16 si vede la sezione chiusa e posizionata nell'impianto.



**Fig 2.16** La sezione sperimentale completa, inserita nell'impianto [foto scattata in laboratorio].



## 2.3 Caratteristiche degli strumenti di misura

La disposizione delle termocoppie, delle termopile, dei misuratori di pressione assoluta e differenziale, dei misuratori di portata massica e volumetrica sono visibili nello schema dell'impianto riportato a pag. 24, a pag. 25 per il solo circuito principale. Le termocoppie, escluse quelle già descritte per la misurazione delle temperature di parete e di ingresso e uscita della sezione sperimentale, sono collocate in corrispondenza dei gomiti del circuito principale e in appositi pozzetti termometrici nei circuiti dell'acqua. Vengono rilevate le seguenti temperature:

- temperature lato refrigerante: ingresso e uscita evaporatore, ingresso precondensatore, uscita postcondensatore;
- temperature lato acqua: ingresso e uscita evaporatore, ingresso e uscita precondensatore.

Le due termopile presenti nel circuito principale sono collocate una tra ingresso e uscita lato acqua del precondensatore, l'altra tra ingresso e uscita lato acqua dell'evaporatore (la termopila misura una differenza di temperatura).

Per quanto riguarda i tre misuratori di pressione assoluta, due di essi sono collocati in corrispondenza dell'ingresso e dell'uscita dell'evaporatore, l'altro all'ingresso della sezione sperimentale; tutti e tre misurano quindi pressioni relative al refrigerante.

Il misuratore di pressione differenziale è collocato tra ingresso e uscita della sezione sperimentale: misura le perdite di carico del fluido attraverso la schiuma.

Il misuratore di portata massica è collocato nel circuito principale, misura la portata di massa del refrigerante; i misuratori di portata volumetrica sono invece collocati uno per misurare la portata d'acqua raffreddata dal chiller e inviata al precondensatore, l'altro per misurare la portata d'acqua nel circuito caldo dell'evaporatore.

Vengono ora riassunte in una tabella (Tabella 2.3) le caratteristiche di precisione degli strumenti utilizzati; per una descrizione approfondita degli strumenti di misura impiegati si rimanda a [4].

**Tabella 2.3** Precisione degli strumenti di misura dell'impianto.

<b>Strumento</b>	<b>Precisione</b>
Termocoppie tipo T	$\pm 0,05 \text{ }^\circ\text{C}$
Termopile tipo T	$\pm 0,03 \text{ }^\circ\text{C}$
Misuratori di pressione assoluta	$\pm 1950 \text{ Pa } (\pm 1,95 \cdot 10^{-2} \text{ bar})$
Misuratore di pressione differenziale	$\pm 25 \text{ Pa } (\pm 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ bar})$
Misuratore di portata massica (Coriolis)	$\pm 0,10\%$ del valore di lettura
Misuratori di portata volumetrica	$\pm 0,25\%$ del valore di lettura
Potenza di alimentazione della sezione	$\pm 0,13\%$ del valore di lettura

I valori di tensione o corrente inviati dagli strumenti di misura vengono trasformati nelle rispettive grandezze fisiche dal sistema di acquisizione, e visualizzati sul monitor del computer sull'interfaccia realizzata con LabVIEW™.

## **2.4 Il sistema di acquisizione e l'interfaccia LabVIEW™**

Una novità rispetto alle prove sull'impianto fatte per la calibrazione [4] riguarda, oltre al completamento della sezione sperimentale, la sostituzione del sistema di acquisizione. Era presente infatti un multimetro digitale che, collegato opportunamente agli strumenti, rilevava i segnali e li inviava al computer. Era dotato di tre schede di acquisizione, ciascuna comprendente venti canali di acquisizione: era possibile acquisire sessanta canali al secondo; altra caratteristica era che tutti i valori in ingresso alle schede dovevano essere delle tensioni (mV), e per questo motivo alcuni misuratori erano stati modificati per permettere di avere un'uscita elettrica in termini di tensione e non di corrente [4].

Il nuovo sistema di acquisizione è composto da uno chassis (NI cDAQ-9178, Fig. 2.17) in cui possono essere alloggiati fino a otto moduli di diverso tipo, a seconda degli input che si richiedono. La frequenza di campionamento e la risoluzione dell'acquisizione dipendono dai singoli moduli installati.



**Fig. 2.17** NI cDAQ-9178: chassis del sistema di acquisizione. Si notano le slot per i moduli, l'ingresso per l'alimentazione e la porta di comunicazione USB a cui verrà collegato il computer [23].

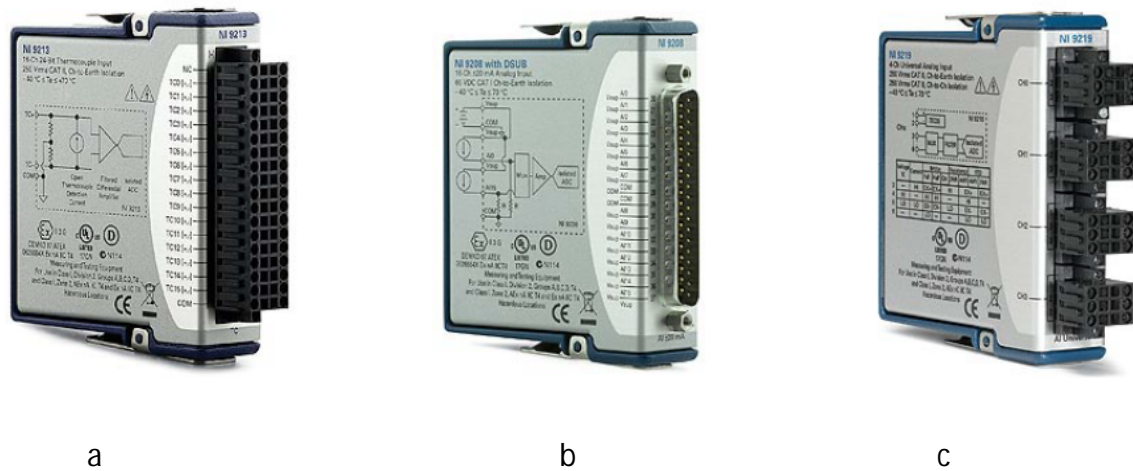
Nel nostro caso sono stati utilizzati sette moduli, di cui cinque della serie NI 9213, uno della serie NI 9208 e uno della serie NI 9219: non tutti i canali disponibili nelle sette schede verranno utilizzati per l'impianto in questione.

Il primo tipo di modulo (NI 9213, Fig. 2.18-a) dispone di 16 canali di ingresso per le termocoppie collegate all'Ice Point Reference (modello KAYE K170), il quale permette di stabilire il valore di 0 °C come riferimento per la misura delle temperature. Il sistema di acquisizione prevedrebbe la possibilità di convertire automaticamente il valore di voltaggio misurato in valore di temperatura per una serie di tipologie di termocoppie, si è preferito però effettuare la conversione all'interno del programma di acquisizione dati tramite i polinomi caratteristici delle termocoppie di tipo T, che permettono di risalire al valore di temperatura nota la tensione misurata in ingresso. Il modulo NI 9213 prevede una risoluzione a 24 bit e una frequenza di campionamento fino a 1200 campioni a secondo; il range di funzionamento è compreso tra  $\pm 78,125$  mV.

Il modulo NI 9208 (Fig. 2.18-b) ha sempre a disposizione 16 canali ma, a differenza del precedente, il segnale di input non è un valore di tensione bensì un valore di corrente. A questo modulo vengono collegati i misuratori di portata e di pressione. La risoluzione è a 24 bit e la frequenza di campionamento fino a 500 campioni al secondo; il range di funzionamento è compreso tra  $\pm 22$  mA.

Il modulo NI 2919 (Fig. 2.18-c) è un modulo con 4 canali di input, con ingresso analogico: possono essere dati in ingresso valori di tensione o di corrente in un canale indipendentemente dall'altro. Vengono collegati i cavi di alimentazione della resistenza scaldante della sezione sperimentale: in un canale l'ingresso è la corrente di alimentazione, in un altro la tensione. Questo modulo ha una risoluzione a 24 bit e una

frequenza di campionamento fino a 50 campioni al secondo. Il range di funzionamento qui dipende dal tipo di segnale che si intende acquisire.



**Fig. 2.18** Moduli di acquisizione dati: NI 9213 (a), NI 9208 (b), NI 9219 (c) [23].

La gestione dei segnali inviati dal sistema di acquisizione al computer tramite collegamento USB viene affidata ad un'interfaccia realizzata con il programma LabVIEW™ della National Instruments. L'interfaccia è stata realizzata con lo scopo di monitorare i parametri di interesse e di renderli visibili sia come valori numerici che come grafici, visivamente più efficaci nel seguire l'evoluzione temporale del sistema. In Fig. 2.19 viene riportata la schermata del programma realizzato per acquisire i dati. Nella parte alta del pannello si imposta la frequenza di acquisizione desiderata (nelle prove sperimentali si è impostato il valore di 1 Hz), si selezionano i collegamenti dei file richiesti da REFPROP [25] (il programma comunica con REFPROP [25] per la determinazione di caratteristiche termodinamiche del fluido quali ad esempio temperatura di saturazione, titolo, entalpia) e si decide se salvare o meno i dati acquisiti in un file. Viene inoltre visualizzato il numero delle iterazioni eseguite dal computer. Scendendo nel pannello si trovano un riquadro (a sinistra) dove vengono visualizzati i valori misurati relativi all'evaporatore e un riquadro (a destra) relativo a pre e postcondensatore. Subito sotto a questi riquadri vi sono altri sei diagrammi in cui vengono visualizzati, sotto forma di grafico, gli andamenti nel tempo delle grandezze di interesse (portate, pressioni, temperature).

Più in basso ancora vi è la rappresentazione della sezione sperimentale (Fig. 2.20): si è cercato di renderla simile, visivamente, alla sezione reale, in modo da facilitare la lettura

e l'individuazione dei parametri misurati. Sotto la sezione vengono visualizzati dei valori calcolati utili durante le prove (es. portata specifica, potenza di alimentazione ecc.).

La pressione di ingresso e le temperature della sezione vengono visualizzate anche attraverso grafici, per seguirne l'andamento nel tempo.

Gli andamenti nel tempo permettono di verificare visivamente quando il sistema è in condizioni di stazionarietà.

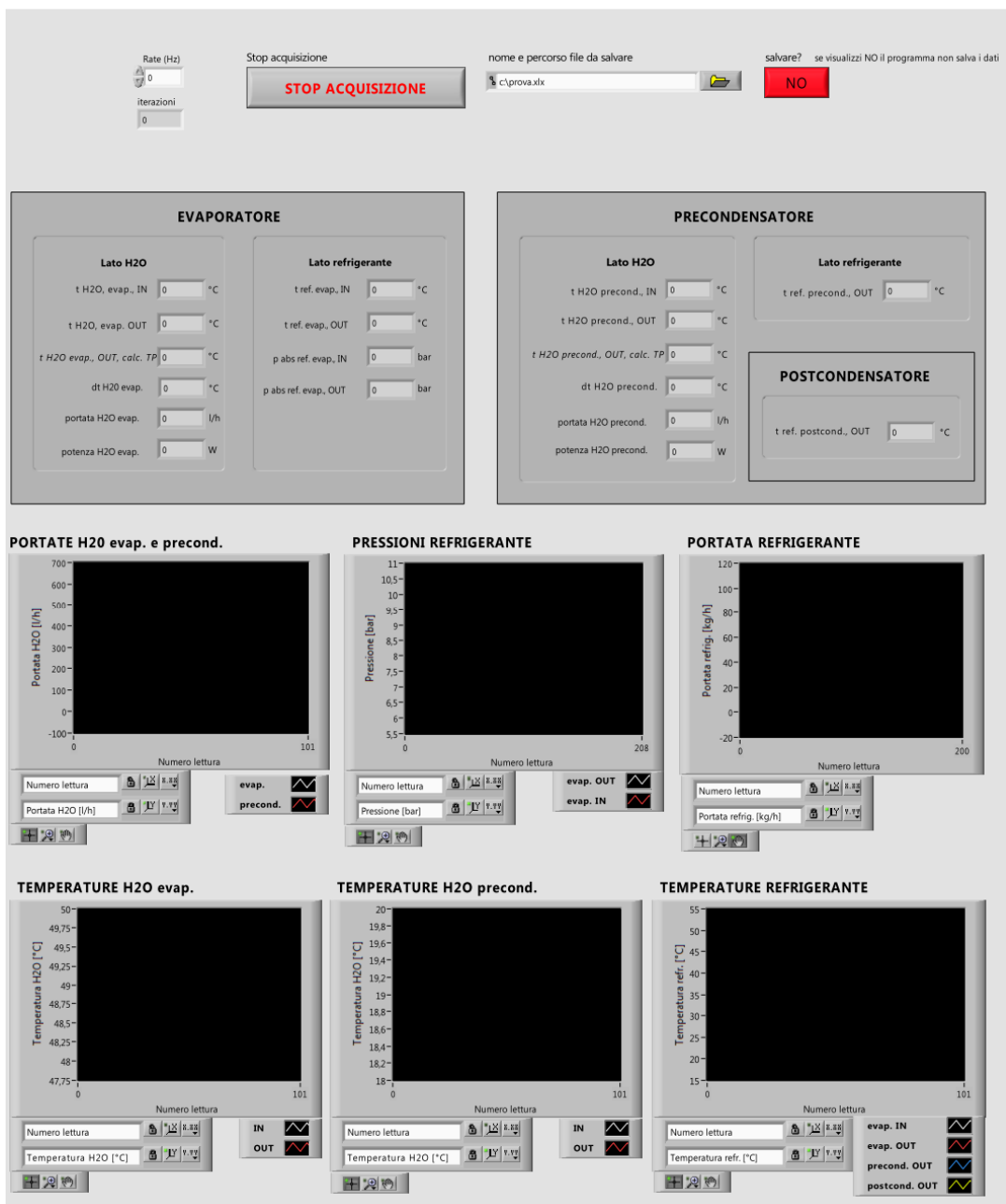


Fig. 2.19 Parte dell'interfaccia realizzata con LabVIEW™.

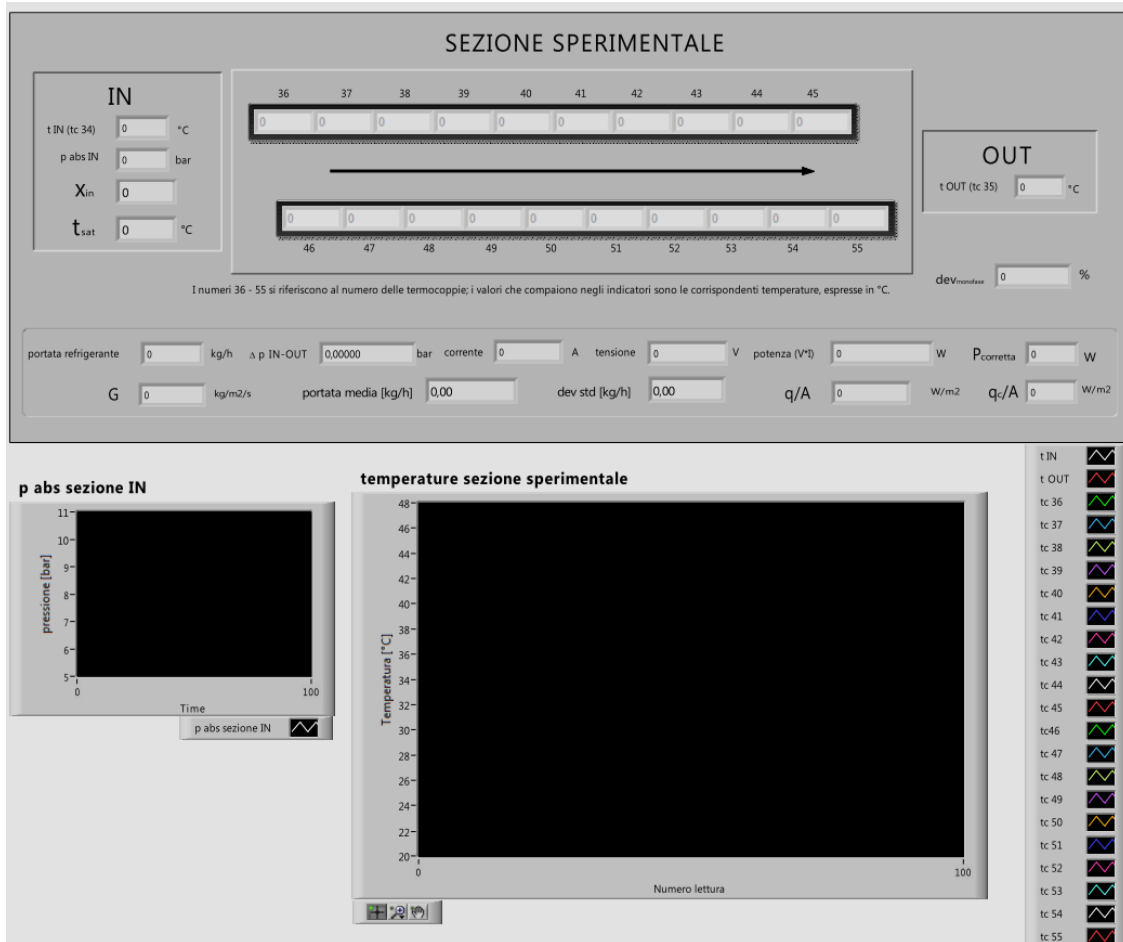


Fig. 2.20 Particolare dell'interfaccia relativa alla sezione.

## 2.5 Il fluido refrigerante R134a

L'R134a (1,1,1,2-Tetrafluoroetano) è un fluido refrigerante impiegato in svariate applicazioni della refrigerazione, dal condizionamento delle automobili agli impianti di climatizzazione di edifici, nonché in applicazioni industriali. È un fluido non aggressivo nei confronti dell'atmosfera, presenta infatti un valore di ODP (potenziale di riduzione dell'ozono) pari a 0; ha però un potenziale di riscaldamento globale GWP pari a 1300.

In Tabella 2.4 vengono riportate le principali caratteristiche dell'R134a alla temperatura di saturazione di 30 °C, temperatura alla quale si sono condotte le prove sperimentali.

**Tabella 2.4** Proprietà dell'R134a a 30 °C.

<b>Nome chimico</b>	1,1,1,2 Tetrafluoroetano
<b>Formula molecolare</b>	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>
<b>Punto di ebollizione a 1 atm [°C]</b>	-26,07
<b>Temperatura critica [°C]</b>	101,06
<b>Pressione critica [bar]</b>	40,59
<b>Calore di vaporizzazione [kJ kg<sup>-1</sup>]</b>	173,10
<b>Densità del liquido [kg m<sup>-3</sup>]</b>	1187,5
<b>Densità del vapore [kg m<sup>-3</sup>]</b>	37,5
<b>Cond. termica del liquido [W m<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>]</b>	78,99·10 <sup>-3</sup>
<b>Cond. termica del vapore [W m<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>]</b>	14,34·10 <sup>-3</sup>
<b>Viscosità del liquido [Pa s]</b>	183,13·10 <sup>-6</sup>
<b>Viscosità del vapore [Pa s]</b>	11,91·10 <sup>-6</sup>
<b>Limite di infiammabilità nell'aria [vol %]</b>	Non infiammabile
<b>ODP</b>	0
<b>GWP</b>	1300





# Capitolo 3

## Riduzione dei dati

---

In questo capitolo viene prima trattata la procedura sperimentale di avvio, gestione e spegnimento dell'impianto, successivamente vengono riportate le formule utilizzate per l'elaborazione dei dati; infine viene valutata l'incertezza da associare ai risultati.

### **3.1 Avvio, gestione e spegnimento dell'impianto**

La condizione in cui è possibile considerare i dati salvati rappresentativi di ciò che sta accadendo nel circuito è che l'impianto abbia raggiunto condizioni stazionarie. Per questi motivi le prove sperimentali necessitano di tempo adeguato all'adattamento dell'impianto alle nuove condizioni imposte.

#### **3.1.1 Avvio**

Supponiamo qui che la carica del circuito con R134a sia stata effettuata (non si descrive nel dettaglio il procedimento di carica dell'impianto, si tenga solo presente che è possibile caricare l'impianto attraverso l'apposita valvola collocata prima del filtro del circuito e svuotare l'impianto attraverso la valvola presente a monte del postcondensatore), per avviare l'impianto si procede come segue.

Controllare che le valvole del circuito siano aperte; attivare l'alimentazione elettrica del sistema di potenza collegato alla resistenza scaldante posizionando l'interruttore sullo stato "1" (è presente un interruttore che permette di alimentare questo impianto se posizionato su "1", un altro impianto presente sempre nello stesso laboratorio se posizionato su "2". Se posizionato su "0" entrambi gli impianti non vengono alimentati): ciò non implica che la resistenza scaldante venga immediatamente alimentata, perché è

necessario agire dal dispositivo di potenza per attivarne l'alimentazione e quindi il riscaldamento; aprire la valvola dell'acqua del pozzo che va ad alimentare il chiller. Nel quadro elettrico generale si accendono, nell'ordine, i seguenti interruttori: interruttore generale del quadro elettrico, interruttore pompa refrigerante (controllando che la velocità di rotazione visualizzata sul display di controllo non sia superiore al 15% e che la pompa non ruoti), interruttore di alimentazione del KAYE e degli strumenti di acquisizione e dei trasduttori, interruttore generale del chiller e della sezione evaporante. Dal computer è possibile ora avviare il programma di acquisizione. Avviare la pompa del circuito dell'acqua calda e accendere gli interruttori delle resistenze scaldanti (nelle prove effettuate viene utilizzata solo la resistenza scaldante regolabile, con un valore di temperatura impostato a 60 °C). Si agisce ora sul quadro elettrico del chiller, sempre nell'ordine qui esposto: accendere l'interruttore generale, impostare il valore di set-point per la temperatura dell'acqua facendo attenzione che il valore di temperatura del termoregolatore acqua chiller sia più basso di almeno due gradi rispetto al valore di temperatura visualizzato sul termoregolatore acqua utilizzi (questo per un corretto funzionamento del chiller), avviare la pompa del chiller; trascorso un po' di tempo (un minuto circa) avviare anche il compressore.

Sul quadro elettrico generale ora si può avviare la pompa del refrigerante.

Trascorso un po' di tempo da quando il fluido è in circolo, si può accendere la resistenza scaldante attivando il suo alimentatore, impostando la potenza elettrica desiderata agendo sulle due manopole di cui è munito e leggendo il valore di potenza sull'interfaccia del computer.

### **3.1.2 Gestione**

#### Regolazione della portata.

Per raggiungere il valore di portata desiderato si agisce o sulla velocità di rotazione della pompa refrigerante, o sulla valvola di regolazione posta prima dell'evaporatore. Il valore della portata specifica  $G$  a cui si vuole portare il circuito è visualizzabile in tempo reale sull'interfaccia del programma di acquisizione, sotto la parte dedicata alla sezione.

Nelle nostre prove si è agito prevalentemente sulla velocità di rotazione della pompa, andando ad intervenire sul grado di apertura della valvola solo quando il valore di portata raggiunto risultava troppo oscillante attorno al valore desiderato.

#### Regolazione pressione operativa.

Si agisce sul dispositivo di pressurizzazione: si chiude la valvola per aumentare la pressione nella camera d'aria e di conseguenza nell'impianto; la si apre per ridurla. Per controllare quale valore si stia impostando si può sfruttare il grafico che registra l'andamento temporale della pressione e la finestra che ne visualizza il valore istantaneo.

#### Regolazione del titolo in ingresso a portata di refrigerante costante.

Si agisce sulla potenza termica scambiata al precondensatore. Si può agire sia sulla portata d'acqua fredda del circuito, sia sulla sua temperatura di ingresso. Nelle prove effettuate si è operato principalmente agendo sulla temperatura dell'acqua, non essendo comunque fissato un valore operativo per la portata d'acqua inviata al precondensatore, che potrà variare da prova a prova, non influenzando i risultati. Per abbassare il titolo sarà necessario aumentare la potenza termica scambiata al precondensatore: si abbassa la temperatura dell'acqua abbassando i valori del chiller.

#### Regolazione dell'alimentazione della resistenza scaldante alla base della schiuma.

Agire sulle manopole del dispositivo di alimentazione: ruotare alternativamente quella di sinistra (tensione) e quella di destra (corrente), facendo riferimento al valore di potenza visualizzato sul monitor del computer.

Quando i valori desiderati dei parametri di interesse per la prova sono stati raggiunti e si mantengono stabili nel tempo, si può assumere che l'impianto sia in condizioni stazionarie ed è quindi possibile registrare i dati. A questo scopo, poiché il sistema salva tutti i dati dall'avvio del programma di acquisizione, è sufficiente annotare il numero di iterazione visualizzato a monitor nel momento in cui si decide di considerare il punto di funzionamento dell'impianto valido per la prova. A partire da quel numero e sapendo quante iterazioni successive si vogliono considerare (cioè quanti punti di acquisizione si vorranno utilizzare per poi mediarli tra loro e caratterizzare così il punto operativo dell'impianto), è possibile andare a sfruttare i dati salvati nel file dall'acquisizione, una volta spento l'impianto e fermato il programma. In tale file infatti, per ogni iterazione che svolge il programma, vengono salvati tutti i parametri significativi (temperature, portate, tensione e corrente di alimentazione, pressioni) e il rispettivo numero di iterazione.

### **3.1.3 Spegnimento**

Una volta terminate le misure si procede allo spegnimento dell'impianto. Per ridurre al minimo eventuali perdite di fluido frigorifero dalla sezione sperimentale è bene far vaporizzare tutto il fluido: in questo modo, quando poi si chiuderanno le valvole a monte e a valle della sezione sperimentale, poiché il vapore ha un volume specifico più elevato del liquido, in quel tratto sarà presente un minor quantitativo di fluido frigorifero. In questo modo se si dovessero verificare delle perdite, risulterebbero minime dal punto di vista della carica persa. Dopo aver vaporizzato, per spegnere l'impianto si procede come segue.

Abbassare, fino a portarla a zero, la potenza di alimentazione della resistenza scaldante; spegnere gli interruttori delle resistenze scaldanti del circuito dell'acqua calda; sul quadro elettrico del chiller: spegnere il compressore del chiller, successivamente la sua pompa dell'acqua, poi l'interruttore generale. Nel quadro elettrico generale abbassare la velocità di rotazione della pompa del refrigerante, successivamente spegnerla. Chiudere le valvole a monte e a valle della sezione sperimentale. Fermare l'esecuzione del programma di acquisizione dati, spegnere il KAYE, abbassare gli interruttori ancora alzati

sul quadro elettrico generale. Chiudere la valvola della rete dell'aria che alimenta il dispositivo di pressurizzazione, poi sfiatare la camera d'aria. Chiudere la valvola dell'acqua del pozzo che alimenta il chiller. Riposizionare l'interruttore di alimentazione del dispositivo di potenza su "0".

### 3.2 Elaborazione dei dati

Per l'analisi dei dati sono stati presi in considerazione cinquanta valori di acquisizione relativi ad uno stato del sistema, andando poi a mediare tali valori. I valori considerati rappresentativi dei punti che successivamente verranno presentati nel capitolo dedicato ai risultati sperimentali sono quindi frutto di una media su cinquanta valori riferiti a quel preciso punto.

La media di un valore  $\bar{x}$  (qui la lettera non fa riferimento al titolo del fluido, ma ad un generico parametro; in seguito, se non diversamente specificato,  $x$  rappresenterà il titolo di vapore di R134a) e il suo scarto quadratico medio  $\sigma$  vengono quindi definite, nel nostro caso, nel modo seguente:

$$\bar{x} = \frac{1}{50} \cdot \sum_{i=1}^{50} x_i$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{50} (x_i - \bar{x})^2}{49}}$$

I parametri di interesse in queste prove sono il coefficiente di scambio termico  $\alpha$ , il titolo dell'R134a nella sezione in ingresso  $x_{IN}$ , quello medio  $x_M$ , le perdite di carico lungo la sezione, la portata specifica  $G$ , il flusso termico specifico  $q_{sez}$  fornito alla schiuma. Viene ora presentato come sono stati calcolati tutti i parametri che sono entrati in gioco nell'elaborazione, rimandando al capitolo dei risultati per la visualizzazione dei risultati ottenuti.

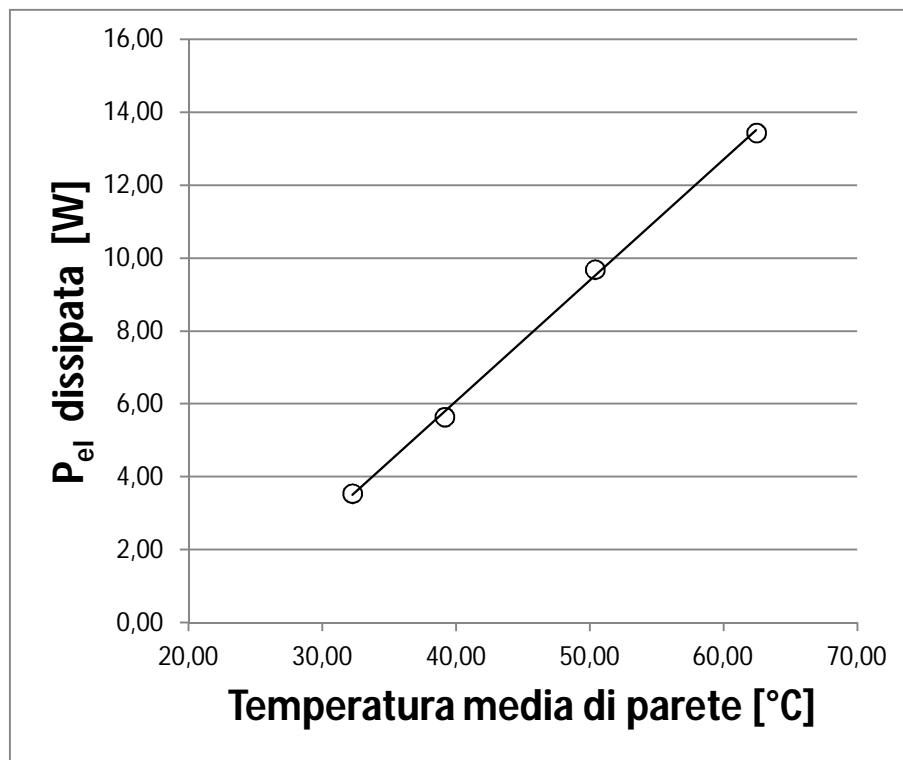
### 3.2.1 Potenza elettrica

Come già detto in precedenza, la schiuma viene riscaldata dal basso sfruttando l'effetto Joule di una resistenza metallica alimentata in corrente continua da un apposito dispositivo. La potenza elettrica  $P_{el}$  [W] fornita alla resistenza risulta dalla nota equazione:

$$P_{el} = V \cdot I$$

dove  $V$  ed  $I$  sono rispettivamente la tensione [V] e la corrente [A] fornita alla resistenza. Questo valore di potenza però non è quello effettivamente trasmesso alla schiuma: sarebbe così qualora la sezione sperimentale fosse completamente adiabatica. In realtà si verificano delle dispersioni di calore verso l'ambiente esterno attraverso la base, le pareti e il vetro. È necessario quindi valutare le perdite per poi poter alimentare correttamente la resistenza in modo da fornire alla schiuma il calore desiderato.

Per fare questo si sono eseguite delle prove di dispersione: si è fatto il vuoto nella sezione, si è alimentata la resistenza scaldante con potenze variabili, si è atteso che la temperatura media di parete  $\bar{t}_p$  (calcolata come la media delle temperature registrate dalle termocoppie) raggiungesse un valore stabile e si è registrato tale punto. Questo perché quando le temperature di parete della schiuma raggiungono un valore stabile significa che il materiale ha finito di assorbire calore e che quindi, da quel momento in poi, il calore fornito viene disperso. Si è variata la potenza elettrica in crescendo, registrando quattro punti di funzionamento. I risultati della prova sono visibili in Fig. 3.1.



**Fig. 3.1** Potenza elettrica dissipata in funzione della temperatura media di parete  $\bar{t}_p$  ottenuta con prove in vuoto.

Dal grafico si osserva chiaramente che esiste una relazione lineare tra temperatura media di parete e potenza elettrica dissipata. Si è quindi calcolata la retta di regressione con il metodo dei minimi quadrati e si è ricavata la relazione esistente tra questi due parametri:

$$P_{el,d} = 0,331 \cdot \bar{t}_p - 7,1839$$

Conoscendo quindi il valore della potenza dissipata, è possibile calcolare il valore di potenza elettrica corretto  $P_{el,c}$  da fornire alla resistenza:

$$P_{el,c} = P_{el} - P_{el,d} = P_{el} - (0,331 \cdot \bar{t}_p - 7,1839) = q_{sez} \quad (3.1)$$

Ecco allora che, inserita questa relazione nel programma di acquisizione, è possibile alimentare la resistenza scaldante fino a quando viene visualizzato a monitor il valore

desiderato (es. 100 W) nell'indicatore della potenza corretta, valore che rappresenta dunque la potenza termica trasferita effettivamente alla schiuma metallica.

Alla potenza termica fornita alla schiuma è legato il flusso termico specifico  $\hat{q}$ , definito come la potenza termica per unità di area. Definendo  $A_{base}$  la superficie della schiuma riscaldata, il flusso termico specifico  $\hat{q}$  risulta:

$$\hat{q} = \frac{P_{el,c}}{A_{base}}$$

con  $A_{base}$  della schiuma pari a 0,002 m<sup>2</sup>.

### 3.2.2 Proprietà dei fluidi

Le proprietà dell'R134a e dell'acqua sono valutate tramite il programma REFPROP [25] del NIST. Per l'elaborazione dei dati è stato implementato un foglio Excel in cui vengono richiamate delle funzioni che si interfacciano con REFPROP [25]. Le condizioni operative del circuito con R134a vengono fissate, per le prove in deflusso bifase, a 30 °C, a cui corrisponde una pressione pari a 7,702 bar. Per le proprietà richiamate e le loro incertezze si veda la sezione dedicata al calcolo dell'incertezza (§ 3.3.3).

### 3.2.3 Coefficiente di scambio termico $\alpha$

Uno degli scopi della tesi è quello di valutare le caratteristiche di scambio termico che l'R134a realizza durante il cambiamento di fase attraversando la schiuma. Un parametro fondamentale che caratterizza questo processo è il coefficiente di scambio termico, che indicheremo con  $\alpha$ : esso fornisce un'indicazione su quanto calore il fluido refrigerante è in grado di asportare dalla schiuma per unità di superficie e per unità di differenza di temperatura.

Un primo problema sorge nella definizione stessa del coefficiente di scambio: è necessario infatti stabilire quale termine meglio rappresenti la differenza di temperatura



tra le due sorgenti dello scambio termico, vale a dire tra la schiuma metallica e il fluido. Si è considerata la differenza di temperatura tra la temperatura media di parete  $\bar{t}_p$  della schiuma e la temperatura di saturazione media  $\bar{t}_{sat}$  del fluido. Premesso ciò,  $\alpha$  viene calcolato come:

$$\alpha = \frac{P_{el,c}}{A_{base}(\bar{t}_p - \bar{t}_{sat})} \quad (3.2)$$

La temperatura media di parete  $\bar{t}_p$  è ottenuta come media tra i valori  $\bar{t}_{p,i}$  delle venti termocoppie presenti nella schiuma, risulta quindi

$$\bar{t}_p = \frac{1}{20} \sum_{i=1}^{20} \bar{t}_{p,i}$$

dove ogni  $\bar{t}_{p,i}$  è a sua volta frutto della media, dal file di acquisizione, su 50 iterazioni della stessa i-esima termocoppia.

Per quanto riguarda la temperatura media di saturazione  $\bar{t}_{sat}$ , essa viene calcolata come media tra il valore di temperatura in ingresso e quello in uscita della sezione, entrambi i valori calcolati in funzione della pressione misurata. Vale a dire:

$$\bar{t}_{sat} = \frac{t_{sez,IN}(p_{sez,IN}) + t_{sez,OUT}(p_{sez,IN})}{2} \quad (3.3)$$

dove  $p_{sez,IN}$  è la pressione assoluta misurata all'ingresso della sezione,  $p_{sez,OUT}$  quella all'uscita. All'ingresso la misura di pressione è diretta, nel senso che c'è il trasduttore di pressione assoluta collegato al plenum di ingresso che registra il valore; per l'uscita invece la pressione viene calcolata come differenza tra la pressione all'ingresso e la perdita di carico  $\Delta p$  data dal trasduttore di pressione differenziale<sup>7</sup>:

$$p_{sez,OUT} = p_{sez,IN} - \Delta p$$

<sup>7</sup> Si considera il termine  $\Delta p$ , rappresentativo delle perdite di carico, in termini assoluti per comodità; si ricordi comunque che nell'attraversare la schiuma l'R134a subisce un abbassamento di pressione, quindi il valore di uscita risulta minore del valore di pressione misurato all'ingresso.

Si è preferito utilizzare i dati di temperatura di saturazione in funzione delle pressioni piuttosto che le misure di temperatura dirette (si ricordi che sono presenti una termocoppia sia per la misura di temperatura del fluido nel plenum all'ingresso della sezione sia che in quello all'uscita). Si è comunque verificato il buon accordo tra la temperatura di saturazione misurata e quella ricavata dai valori della pressione di saturazione, con differenze inferiori al decimo di grado.

### 3.2.4 Titolo del fluido all'ingresso, all'uscita e titolo medio della sezione

La determinazione del titolo in ingresso alla sezione avviene sfruttando, come spiegato nel funzionamento dell'impianto, la potenza termica  $q_{pre}$  scambiata al precondensatore. Si può scrivere, facendo un bilancio in questo scambiatore, che la potenza termica ceduta dall'R134a e assorbita dall'acqua è data da:

$$\begin{aligned} q_{pre} &= \dot{m}_{H_2O,pre} c_{p,H_2O} (t_{H_2O,pre,OUT} - t_{H_2O,pre,IN}) = \\ &= \dot{m}_{R134a} (h_{R134a,pre,IN} - h_{R134a,pre,OUT}) \end{aligned} \quad (3.4)$$

il valore  $(t_{H_2O,pre,OUT} - t_{H_2O,pre,IN})$  dell'acqua al precondensatore è quello misurato dalla termopila; la portata di massa dell'acqua è calcolata avendo a disposizione quella volumetrica data dal misuratore di portata volumetrico del circuito; il calore specifico a pressione costante dell'acqua è assunto costante e pari a  $4182 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ; la densità è fornita da REFPROP in funzione della pressione e della temperatura. Dal lato refrigerante è nota, fornita da REFPROP, l'entalpia dell'R134a all'uscita dell'evaporatore (sono noti i valori di temperatura e pressione all'uscita dell'evaporatore), che coincide con l'entalpia di ingresso al precondensatore, essendo gli stessi punti in questione (tra l'uscita dell'evaporatore e l'immediato ingresso del precondensatore non variano le condizioni termodinamiche del refrigerante); la portata di massa dell'R134a è nota grazie al misuratore di portata ad effetto Coriolis. È quindi possibile, dalla (3.4), ricavare il valore dell'entalpia dell'R134a all'uscita del precondensatore:

$$h_{R134a,pre,OUT} = h_{R134a,pre,IN} - \frac{|q_{pre}|}{\dot{m}_{R134a}} = h_{R134a,sez,IN} \quad (3.5)$$

dove l'ultimo termine della (3.5) sottolinea come l'entalpia all'uscita dal precondensatore sia l'entalpia all'ingresso della sezione. Da questo valore è possibile calcolare il titolo in ingresso  $x_{IN}$  dell'R134a:

$$x_{IN} = \frac{h_{R134a,sez,IN} - h_{R134a,ls}}{r} \quad (3.6)$$

dove l'entalpia del liquido saturo e il calore latente di vaporizzazione sono ricavate da REFPROP in funzione della pressione di ingresso.

Il valore del calore latente  $r$  è così calcolato:

$$r(p_{sez,IN}) = h_{R134a,vs}(p_{sez,IN}) - h_{R134a,ls}(p_{sez,IN}) \quad (3.7)$$

Per la determinazione di titolo all'uscita  $x_{OUT}$  si è proceduto analogamente a quanto appena fatto per il titolo d'ingresso; questa volta si imposta un bilancio alla sezione sperimentale. Si può infatti scrivere:

$$q_{sez} = \dot{m}_{R134a}(h_{R134a,sez,OUT} - h_{R134a,sez,IN}) \quad (3.8)$$

dove  $q_{sez}$  ricordiamo essere noto dalla (3.1). Si può ricavare quindi l'entalpia dell'R134a all'uscita dalla sezione:

$$h_{R134a,sez,OUT} = h_{R134a,sez,IN} + \frac{|q_{sez}|}{\dot{m}_{R134a}} \quad (3.9)$$

Nota ora il valore dell'entalpia dell'R134a all'uscita della schiuma, è possibile ricavare il titolo corrispondente:

$$x_{OUT} = \frac{h_{R134a,sez,OUT} - h_{R134a,ls}}{r} \quad (3.10)$$

dove a differenza di quanto fatto per il titolo in ingresso, i valori dell'entalpia del liquido saturo e del calore latente di vaporizzazione (v. 3.7) sono calcolati con REFPROP [25] in funzione della pressione di uscita  $p_{sez,OUT}$ .

Il titolo medio che si realizza in sezione  $x_M$  risulta infatti

$$x_M = \frac{x_{IN} + x_{OUT}}{2} \quad (3.11)$$

dove  $x_{IN}$  e  $x_{OUT}$  sono i valori ottenuti dalla (3.6) e (3.10). Il titolo medio sarà un parametro utilizzato per caratterizzare i risultati sperimentali.

Nella realizzazione delle prove viene impostata una potenza termica  $q_{sez}$  (v. (3.2)) tale da realizzare, attraverso la sezione, una variazione di titolo  $\Delta x$ . Riadattando la 3.6, si può scrivere, in generale:

$$q = \dot{m} \cdot r \cdot \Delta x \quad (3.12)$$

e cioè che per realizzare una variazione di titolo  $\Delta x$  è necessario fornire la potenza termica  $q$ . Nel nostro caso quindi risulterà:

$$\Delta x = \frac{q_{sez}}{\dot{m} \cdot \bar{r}} \quad (3.13)$$

dove  $\bar{r}$  rappresenta il calore latente di vaporizzazione medio tra quello calcolato al valore di pressione in ingresso alla sezione e quello calcolato con il valore della pressione in uscita. In altri termini:

$$\bar{r} = \frac{r(p_{sez,IN}) + r(p_{sez,OUT})}{2}$$

Queste informazioni serviranno per controllare l'andamento del processo di cambiamento di fase, riuscendo a prevedere se entrando nella sezione ad un determinato titolo si uscirà ancora con miscela bifase oppure con vapore surriscaldato.

### 3.2.5 Perdite di carico

Come già detto in precedenza, l'R134a subisce delle cadute di pressione nel suo moto attraverso la schiuma; queste perdite di carico sono inevitabili in quanto derivano dalla necessità del fluido di vincere la resistenza che incontra nel moto; tali perdite causano una vaporizzazione non perfettamente isobara e isoterma dell'R134a. Il valore di tali perdite viene misurato direttamente con il trasduttore di pressione differenziale.

Dal punto di vista analitico la trattazione delle perdite di carico di un fluido bifase durante il deflusso dipende dal modello che si adotta nel voler descrivere il fenomeno: si può utilizzare un modello di deflusso omogeneo oppure a deflusso separato. Nel primo caso infatti si considera il sistema bifase come una miscela omogenea, nella quale le due fasi scorrono con uguale velocità media, nel secondo caso invece ciascuna fase è considerata avere una propria velocità media. In entrambi i casi, comunque, il gradiente di pressione totale è sempre visto come somma di tre componenti, una dovuta all'attrito, una dovuta alla gravità, una dovuta alla variazione di quantità di moto. In altri termini:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right) = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_f + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_g + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_a$$

dove il pedice  $f$  indica la componente dovuta all'attrito, il pedice  $g$  quella dovuta alla gravità e il pedice  $a$  quella legata alla variazione di quantità di moto. La variabile  $z$  indica la coordinata lungo la direzione e verso del vettore velocità.

Nel capitolo 5 verranno confrontati i modelli proposti in letteratura per le perdite di carico con i risultati sperimentali ottenuti: la descrizione di eventuali modelli matematici e delle loro espressioni per il calcolo delle componenti del gradiente di pressione viene pertanto rimandata a tale capitolo.

Si procede ora con l'analisi delle incertezze da associare alle misure.

### **3.3 Analisi dell'incertezza**

In questa sezione vengono presentati le equazioni utilizzate per il calcolo dell'incertezza sui parametri di interesse che verranno presi in considerazione nei risultati.

#### **3.3.1 Generalità**

L'analisi dell'incertezza viene effettuata seguendo le indicazioni fornite dalla norma di riferimento quale è la Guida ISO (UNI CEI ENV-13005).

Nel calcolo delle incertezze si farà riferimento ad incertezze di categoria B, vale a dire una categoria alla quale appartengono le incertezze che derivano da una distribuzione di frequenza ipotizzata, e ad incertezze di categoria A, riguardante incertezze che derivano da distribuzioni di frequenza osservate.

Si considereranno gli errori dovuti alla precisione dello strumento, gli errori sulla precisione dei valori forniti da REFPROP e gli errori di ripetibilità: si combineranno tra di loro opportunamente per associare alle grandezze finali il loro valore di incertezza.

#### **3.3.2 Gli strumenti**

Viene ripresa la Tabella 2.3, dove sono riportati i valori di precisione degli strumenti utilizzati per l'acquisizione dei dati:

**Tabella 2.3** Incertezza degli strumenti di misura dell'impianto.

<b>Strumento</b>	<b>Incertezza</b>
Termocoppie tipo T	$\pm 0,05$ °C
Termopile tipo T	$\pm 0,03$ °C
Misuratori di pressione assoluta	$\pm 1950$ Pa ( $\pm 1,95 \cdot 10^{-2}$ bar)
Misuratore di pressione differenziale	$\pm 25$ Pa ( $\pm 0,25 \cdot 10^{-3}$ bar)
Misuratore di portata massica (Coriolis)	$\pm 0,10\%$ del valore di lettura
Misuratori di portata volumetrica	$\pm 0,25\%$ del valore di lettura
Potenza di alimentazione della sezione	$\pm 0,13\%$ del valore di lettura

### 3.3.3 Le proprietà dei fluidi da REFPROP

Per le proprietà dei fluidi si è fatto riferimento ai valori forniti dal programma REFPROP. In Tabella 3.1 che segue sono riportate le proprietà di interesse e le loro incertezza, fornite dal programma. Sulle altre grandezze ricavate dal software ma di cui non vengono fornite le incertezze si è assunto un valore di incertezza dell' 1%.

**Tabella 3.1** Proprietà dei fluidi e relative incertezze, fornite da REFPROP.

<b>Proprietà</b>	<b>Incertezza</b>
Densità dell'acqua	$\pm 0,001\%$ (pressioni maggiori di 1 atm)
Calore specifico a pressione costante dell'acqua	$\pm 0,1\%$
Densità dell'R134a	$\pm 0,05\%$

Nei calcoli svolti sull'incertezza si è visto che assumere un valore del calore specifico dell'acqua a pressione costante pari a  $4182 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  per tutti i valori acquisiti nelle prove non comporta variazioni apprezzabili sul valore calcolato della potenza termica scambiata al precondensatore, né in termini di valore della potenza, né tantomeno in termini di incertezza. Di conseguenza si è assunto un valore costante e valido per tutti i punti sperimentali pari a  $4182 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ . Inoltre si è trascurato il relativo termine di incertezza durante la propagazione.

Le proprietà dell'acqua sono calcolate sulla base del valore di pressione dell'acqua che si realizza nel circuito, pari a 2,8 bar; anche qui si è assunto un valore di pressione costante, scelta dettata soprattutto dal fatto che le proprietà in questione non variano apprezzabilmente con la variazione di pressione, registrando scostamenti massimi pari ad  $1,5 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  tra valori di pressione compresi tra 1 e 5 bar (valori che tra l'altro non raggiungerà l'acqua nel circuito; a maggior ragione l'assunzione di calcolare le proprietà per un valore di pressione costante e pari a 2,8 bar risulta valida).

Per quanto riguarda le proprietà dell'R134a, quelle richiamate da REFPROP sono l'entalpia e la temperatura di saturazione (fornendo in ingresso i valori di pressione temperatura per la prima, solo temperatura per la seconda): come detto precedentemente, per questi valori viene assunto un valore di incertezza pari all'1% del valore del parametro.

### 3.3.4 L'incertezza di ripetibilità

Questo tipo di incertezza viene definito come "grado di concordanza tra i risultati di successive misurazioni dello stesso misurando quando vengano rispettate tutte le seguenti condizioni: stesso metodo di misurazione, stesso osservatore, stesso strumento di misurazione, stesso luogo, stesse condizioni di utilizzazione, ripetizione entro un breve periodo di tempo" [19]. Quando si ha a che fare con misure ripetute, esclusi eventuali effetti sistematici, le variazioni sono determinate solo da effetti casuali, dipendenti dal sistema di misurazione, dalla variabile misurata, dalla procedura.

Come si è visto nel paragrafo 3.2, una serie di misure è caratterizzata da un valore medio  $x$  e da una deviazione standard  $\sigma$ ; è possibile associare un'incertezza di ripetibilità  $i_R$  a tali misure nel modo seguente:

$$i_R = \frac{t \cdot \sigma}{\sqrt{N}} \quad (3.14)$$

dove  $t$  è il fattore di copertura della distribuzione di Student e  $N$  è il numero di misurazioni effettuate. Il fattore di copertura  $t$  è dato in funzione del grado di confidenza



che si vuole assegnare alla misura e al numero di gradi di libertà  $\nu$ , gradi di libertà che corrispondono, per la distribuzione di Student, al numero dei campioni diminuito di uno:

$$\nu = N - 1$$

Nel nostro caso risulta  $\nu$  pari a 49, essendo 50 il numero di misurazioni effettuate. Assunto come grado di confidenza di tutte le misure che si effettuano il valore del 95% e 49 come numero di g.d.l., il valore del parametro di Student risulta:

$$t = 2,010$$

l'incertezza di ripetibilità viene poi combinata opportunamente con l'incertezza dello strumento, come verrà meglio spiegato nella sezione successiva.

### 3.3.5 Propagazione dell'incertezza

Se la misura del parametro  $y$  di interesse non avviene direttamente ma è determinata da una relazione funzionale  $f$  che lega assieme un certo numero  $x_1, x_2, \dots, x_n$  di grandezze tra di loro non correlate, l'incertezza  $u(y)$  da associare a  $y$  risulta dalla combinazione di ciascuna incertezza  $u(x_i)$  secondo la formula di Kline-McClintock:

$$u(y) = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n [\theta_i \cdot u(x_i)]^2} \quad (3.15)$$

dove i termini  $\theta_i$  sono detti *indici di sensibilità* e rappresentano le derivate parziali della funzione  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$  valutate in corrispondenza dell' $i$ -esimo parametro:

$$\theta_i = \left. \frac{\partial y}{\partial x_i} \right|_{x=x_i}$$

Questo vale, ripetiamo, nel caso di grandezze tra di loro non correlate, indipendenti: questo è quanto viene assunto nell'analisi delle incertezze svolte in questa sezione. Per informazioni sul calcolo dell'incertezza in presenza di grandezze correlate tra di loro, si veda [19].

### Combinazione delle incertezze

Per la valutazione delle incertezze da associare ai dati di partenza (quelli acquisiti) vanno combinate l'incertezza  $i_R$  dovuta alla ripetibilità calcolata secondo la (3.14) e l'incertezza dello strumento  $i_s$  (ricavabile dalla Tabella 2.3), secondo quanto segue:

$$i_{ac} = \sqrt{i_R^2 + i_s^2} \quad (3.16)$$

Queste incertezze  $i_{ac}$  diventano così le  $u(x_i)$  della (3.15) che verranno utilizzate per valutare le incertezze sui parametri ottenuti indirettamente.

### **3.3.6 Calcolo delle incertezze**

Vengono presentate le formule utilizzate nel calcolo dell'incertezza dei parametri indiretti di maggiore interesse: potenza elettrica corretta, entalpia dell'R134a all'ingresso e all'uscita della sezione, il titolo in ingresso, in uscita e medio, il coefficiente di scambio termico, le perdite di carico e le temperature. Sono presentate nell'ordine di elaborazione: per primi i parametri subito calcolabili, poi quelli che richiedono i precedenti per essere valutati. Se nel corso di qualche analisi vengono richiamate altre incertezze che entrano in gioco nel calcolo dell'incertezza del parametro principale, verranno trattate in quel momento.

### Incertezza sulla potenza elettrica corretta

Poiché analizzando la propagazione delle incertezze alla potenza elettrica corretta si è visto che l'influenza dell'incertezza sulla temperatura media di parete  $\bar{t}_p$  è trascurabile rispetto all'incertezza sul valore di lettura della potenza, si è deciso di considerare solo quest'ultima ai fini del calcolo: l'errore su  $\bar{t}_p$  risulta infatti di un ordine di grandezza inferiore all'errore sulla lettura. Si considera quindi un'incertezza pari allo 0,13% della lettura della potenza elettrica corretta.

### Incertezza sull'entalpia dell'R134a in ingresso alla sezione

L'entalpia del refrigerante all'ingresso della sezione viene calcolata tramite la (3.5); viene qui riportata e corretta con i coefficienti 1000 e 3600 che tengono conto del fatto che il valore di  $q_{pre}$  è inserito in W e il valore di  $\dot{m}_{R134a}$  è in  $\text{kg h}^{-1}$ , mentre l'entalpia è espressa in  $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ :

$$h_{R134a,sez,IN} = h_{R134a,pre,IN} - \frac{q_{pre}/1000}{\dot{m}_{R134a}/3600} = F$$

dove F è solamente un simbolo per indicare la funzione, per comodità, nei conti che seguono. Vengono quindi calcolati gli indici di sensibilità:

$$\frac{\partial F}{\partial h_{R134a,pre,IN}} = 1$$

$$\frac{\partial F}{\partial q_{pre}} = -\frac{18}{5 \cdot \dot{m}_{R134a}}$$

$$\frac{\partial F}{\partial \dot{m}_{R134a}} = \frac{18 \cdot q_{pre}}{5 \cdot (\dot{m}_{R134a})^2}$$

L'incertezza sull'entalpia in ingresso alla sezione  $u(h_{R134a,sez,IN})$  risulta quindi, applicando la (3.16):

$$u(h_{R134a,sez,IN}) = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial h_{R134a,pre,IN}} \cdot u(h_{R134a,pre,IN})\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial q_{pre}} \cdot u(q_{pre})\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial \dot{m}_{R134a}} \cdot u(\dot{m}_{R134a})\right)^2}$$

Si sono ottenuti valori di incertezza relativa massimi del 4,1%, a fronte di un'incertezza media del 1,1% (l'incertezza relativa è definita come l'incertezza calcolata rapportata al valore del parametro di riferimento, moltiplicata per cento).

#### Incetenza sull'entalpia dell'R134a in uscita dalla sezione

L'entalpia del refrigerante all'uscita della sezione viene calcolata tramite la (3.9); viene qui riportata e corretta con i coefficienti 1000 e 3600 che tengono conto del fatto che il valore di  $q_{pre}$  è inserito in W e il valore di  $\dot{m}_{R134a}$  è in  $\text{kg h}^{-1}$ , mentre l'entalpia è espressa in  $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ , come fatto anche per l'entalpia in ingresso:

$$h_{R134a,sez,OUT} = h_{R134a,sez,IN} + \frac{q_{sez}/1000}{\dot{m}_{R134a}/3600} = F_1$$

Anche qui  $F_1$  indica la funzione per comodità nell'espressione delle derivate che seguono. Gli indici di sensibilità risultano:

$$\frac{\partial F_1}{\partial h_{R134a,sez,IN}} = 1$$

$$\frac{\partial F_1}{\partial q_{sez}} = \frac{18}{5 \cdot \dot{m}_{R134a}}$$

$$\frac{\partial F_1}{\partial \dot{m}_{R134a}} = -\frac{18 \cdot q_{sez}}{5 \cdot (\dot{m}_{R134a})^2}$$

L'incertezza sull'entalpia in uscita dalla sezione  $u(h_{R134a,sez,OUT})$  risulta quindi, applicando la (3.16):

$$u(h_{R134a,sez,OUT}) = \sqrt{\left(\frac{\partial F_1}{\partial h_{R134a,sez,IN}} \cdot u(h_{R134a,sez,IN})\right)^2 + \left(\frac{\partial F_1}{\partial q_{sez}} \cdot u(q_{sez})\right)^2 + \left(\frac{\partial F_1}{\partial \dot{m}_{R134a}} \cdot u(\dot{m}_{R134a})\right)^2}$$

Per quanto riguarda i valori ottenuti, l'incertezza massima registrata sull'entalpia in uscita risulta pari al 3,1%, il valore medio invece è pari all'1,1%.

### Incertezza sul titolo in ingresso

Il titolo dell'R134a in ingresso alla sezione viene calcolato tramite la (3.6), qui riportata:

$$x_{IN} = \frac{h_{R134a,sez,IN} - h_{R134a,ls}}{r}$$

I corrispondenti indici di sensibilità risultano:

$$\frac{\partial x_{IN}}{\partial h_{R134a,sez,IN}} = \frac{1}{r}$$

$$\frac{\partial x_{IN}}{\partial h_{R134a,ls}} = -\frac{1}{r}$$

$$\frac{\partial x_{IN}}{\partial r} = -\frac{(h_{R134a,sez,IN} - h_{R134a,ls})}{r^2}$$

L'incertezza  $u(x_{IN})$  da associare al titolo in ingresso sarà quindi:

$$u(x_{IN}) = \sqrt{\left(\frac{\partial x_{IN}}{\partial h_{R134a,sez,IN}} \cdot u(h_{R134a,sez,IN})\right)^2 + \left(\frac{\partial x_{IN}}{\partial h_{R134a,ls}} \cdot u(h_{R134a,ls})\right)^2 + \left(\frac{\partial x_{IN}}{\partial r} \cdot u(r)\right)^2}$$

Il procedimento di calcolo per l'incertezza sul titolo in uscita risulta analogo a quello per il titolo in ingresso, con l'unica differenza che al posto di  $h_{R134a,sez,IN}$  va sostituito  $h_{R134a,sez,OUT}$ .

L'incertezza massima misurata è risultata pari a  $\pm 0,057$  (valor elevato ma risultato una volta sola in corrispondenza proprio di prove a portata specifica bassa  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ), e con un valore medio di  $\pm 0,038$ . Per quanto riguarda il titolo in uscita si è registrata un'incertezza massima di  $\pm 0,040$ , con valore medio pari a  $\pm 0,034$ .

#### Incetezza sul titolo medio

Il titolo medio viene calcolato conoscendo il titolo di ingresso e di uscita. Note le incertezze sul titolo in ingresso e in uscita, l'incertezza sul titolo medio può essere calcolata come segue:

$$u(x_M) = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{u(x_{IN})^2 + u(x_{OUT})^2}$$

essendo una media tra due parametri.

L'incertezza su questo parametro è risultata essere pari a  $\pm 0,026$  come valor medio e di  $\pm 0,032$  come massimo.

#### Incetezza sul coefficiente di scambio

Il coefficiente di scambio termico  $\alpha$  è calcolato secondo la (3.2), qui riportata e adattata:

$$\alpha = \frac{q_{sez}}{A_{base}(\bar{t}_p - \bar{t}_{sat})} = \frac{q_{sez}}{A_{base} \cdot \Delta t}$$

L'incertezza associata alle dimensioni della schiuma, e in questo caso specifico all'area di base riscaldata, viene assunta trascurabile. Gli indici di sensibilità, escluso per quanto appena detto quello relativo all'area, risultano:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial q_{sez}} = \frac{1}{A_{base} \cdot \Delta t}$$

$$\frac{\partial \alpha}{\partial \Delta t} = -\frac{q_{sez}}{A_{base} \cdot \Delta t^2}$$

di conseguenza l'incertezza  $u(\alpha)$  viene così calcolata:

$$u(\alpha) = \sqrt{\left(\frac{\partial \alpha}{\partial q_{sez}} \cdot u(q_{sez})\right)^2 + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \Delta t} \cdot u(\Delta t)\right)^2}$$

Sul coefficiente di scambio è risultato un'incertezza media del 5%.

### Incertezza sulle perdite di pressione

Essendo un parametro misurato direttamente, la sua incertezza è pari a quello del trasduttore differenziale di pressione combinata secondo la (3.16) con l'incertezza di ripetibilità. Si hanno incertezze medie del valore di  $\pm 5,7 \cdot 10^{-4}$  bar (intorno al 2,5%), con valori massimi di  $2,3 \cdot 10^{-3}$  bar (4%).

### Incertezza sulle temperature

Il valore di incertezza combinata con la (3.16) sulle temperature misurate con le termocoppie rimane dell'ordine di grandezza dell'incertezza dello strumento, vale a dire di circa  $\pm 0,05$  °C; lo stesso vale per l'incertezza sui  $\Delta t$  misurati con le termopile, risultando un'incertezza sempre dell'ordine di  $\pm 0,03$  °C.

C'è da osservare che per quanto riguarda la temperatura media di parete  $\bar{t}_p$  l'incertezza si riduce a valori di  $\pm 0,02$  °C, essendo frutto di una media di misure.

L'incertezza sul  $\Delta t$  utilizzato per il calcolo di  $\alpha$  risulta invece dalla combinazione dell'incertezza precedente con quella associata alla temperatura media del fluido calcolata in base alla (3.3). Su quest'ultima prevale l'incertezza dovuta alle proprietà ricavate con REFPROP, per cui l'incertezza sul  $\Delta t$  presenta valori medi di circa  $\pm 0,2$  °C.

Tutte le incertezze hanno un grado di confidenza del 95%.



# Capitolo 4

## Risultati sperimentali

---

In questo capitolo vengono presentati i risultati ottenuti dalle prove sperimentali. Si è valutata l'influenza della portata specifica, del titolo e del flusso termico di riscaldamento sul coefficiente di scambio termico e sulle perdite di pressione.

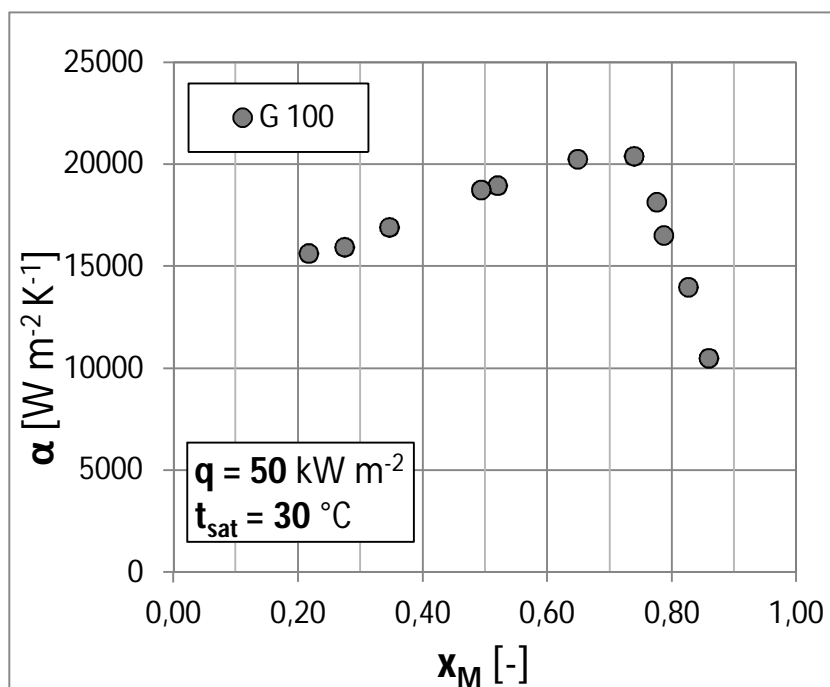
La procedura di acquisizione dei dati è stata descritta nel capitolo precedente (§ 3.1), si ricorda solamente che essa prevede il raggiungimento da parte dell'impianto delle condizioni di stazionarietà. In particolare si è osservato che le condizioni operative più impegnative da stabilizzare si realizzavano a valori di portata specifica bassa ( $G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ) e a titoli bassi, probabilmente dovuto al tipo di regime di flusso che si instaura (a bolle allungate e a sacche).

Il parametro di riferimento in tutte le prove con vaporizzazione è stato la temperatura di saturazione dell'R134a, fissata a  $30 \text{ °C}$  e mantenuta costante, al variare delle condizioni operative, attraverso il dispositivo di controllo della pressione del circuito: per un fluido puro in cambiamento di fase, fissata la pressione di saturazione è fissata anche la sua temperatura. La pressione, a tal scopo, viene mantenuta costante nell'intorno dei  $7,70 \text{ bar}$ .

### 4.1 Coefficiente di scambio termico

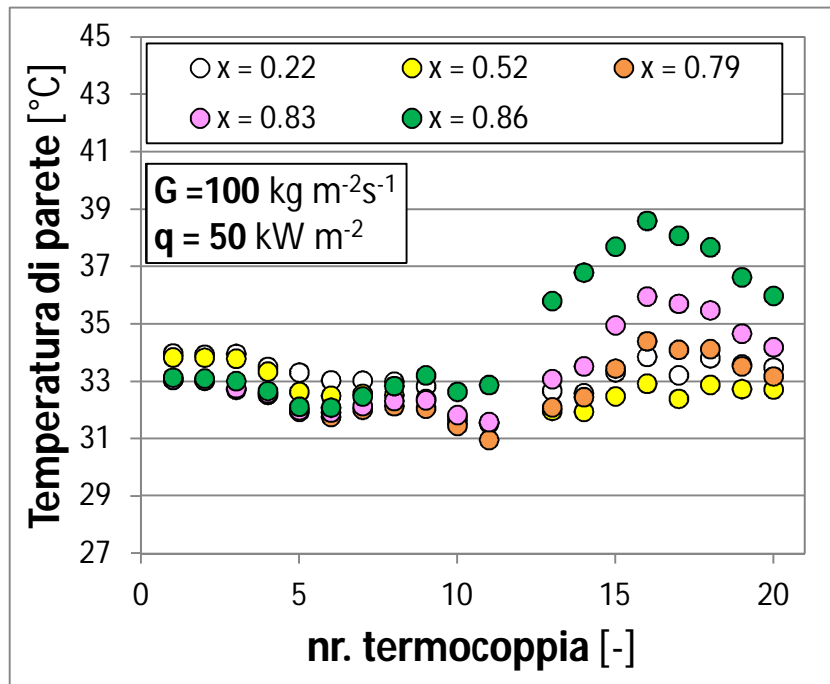
Per le prove con vaporizzazione il coefficiente di scambio termico  $\alpha$  viene valutato secondo la (3.2). Si sono eseguite prove a flusso termico specifico  $\hat{q}$  imposto, mantenendo una determinata portata specifica  $G$  e variando il valore di titolo in ingresso alla sezione.

Un andamento tipico del coefficiente  $\alpha$  in funzione del titolo medio  $x_M$  è riportato nel grafico di Fig. 4.1.



**Fig. 4.1** Coefficiente di scambio termico  $\alpha$  al variare del titolo medio  $x_M$ , per una data portata specifica  $G$  e un dato flusso termico specifico  $\hat{q}$ .

Come si può osservare, si registra un aumento del coefficiente di scambio termico nel primo tratto, viene raggiunto un massimo e poi si verifica il crollo, dovuto al verificarsi del fenomeno del *dryout*. Come conseguenza le temperature di parete crescono improvvisamente, come si può vedere dalla Fig. 4.2. Si osserva come le temperature di parete della schiuma inizino ad aumentare proprio in corrispondenza di titoli medi del valore di  $x_M = 0,79$ .



**Fig. 4.2** Temperature di parete della schiuma registrate dalle termocoppie al variare del titolo medio  $x_M$ .

La dodicesima termocoppia è stata esclusa dall'elaborazione dei dati poiché questa termocoppia si è danneggiata probabilmente durante l'installazione.

Quanto visto fino ad ora rappresenta quindi un tipico andamento del coefficiente di scambio termico e delle temperature di parete per una prova a determinato flusso termico e a determinata portata. Ora si confrontano gli andamenti del coefficiente di scambio al variare dei parametri, in questo modo:

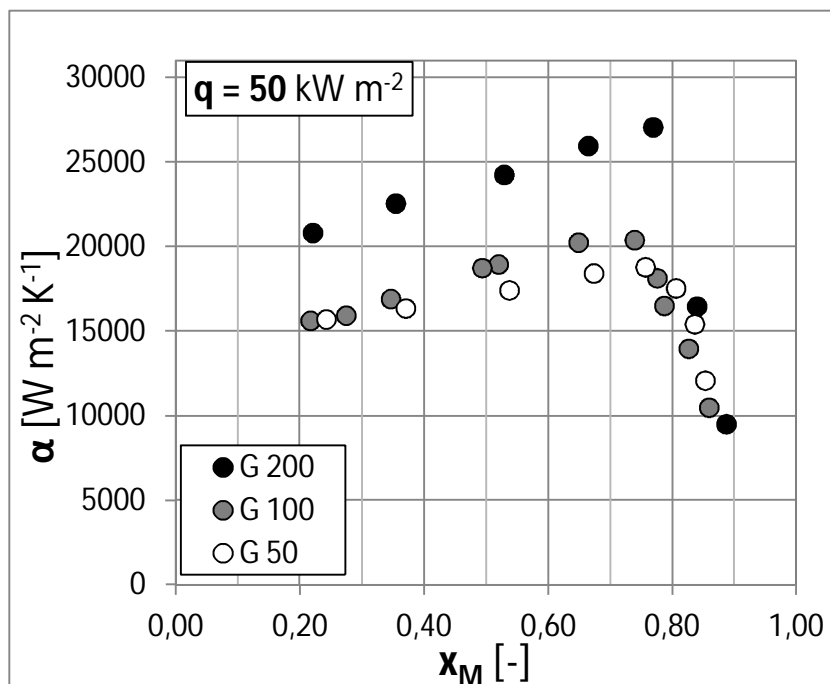
- a parità di flusso termico, variando la portata specifica;
- a parità di portata specifica, variando il flusso termico.

### 4.1.1 Flusso termico costante, portata variabile

Sono state eseguite diverse prove con tre flussi termici pari a 50, 75 e 100 kW m<sup>-2</sup>; i valori di portata specifica utilizzati sono pari a 50, 100 e 200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> per le prove a 50 e 100 kW m<sup>-2</sup>, mentre per le prove a 75 kW m<sup>-2</sup> si sono fatte prove solo a G 100 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. Queste ultime vengono utilizzate solo per confrontare i risultati a portata costante con diversi flussi termici.

#### Prove a 50 kW m<sup>-2</sup>

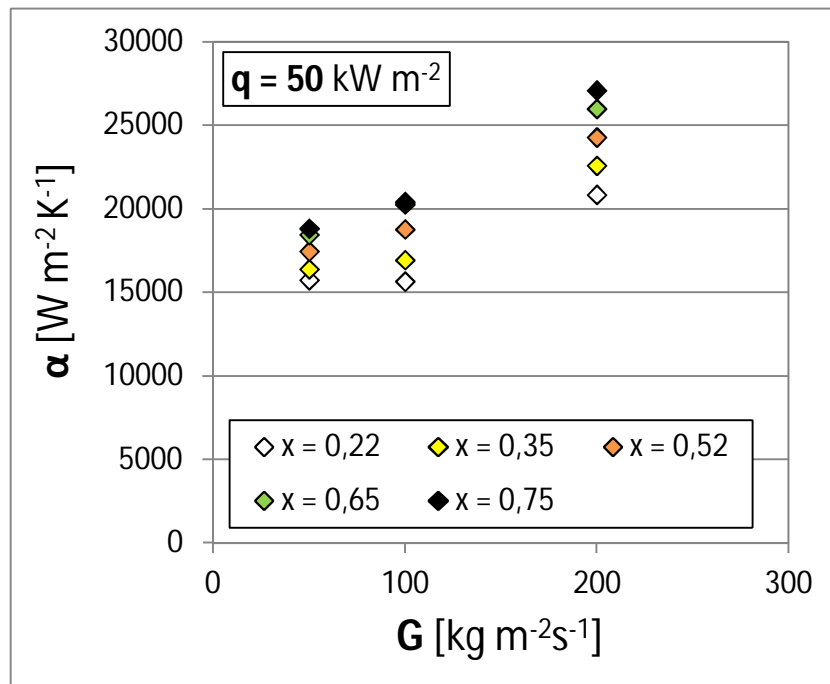
I risultati ottenuti al variare della portata per valori di flusso termico pari a 50 kW m<sup>-2</sup> sono riportati nel grafico di Fig. 4.3.



**Fig. 4.3** Coefficiente di scambio termico  $\alpha$  in funzione del titolo medio  $x_M$ , al variare della portata specifica  $G$  [kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>] e per flusso termico specifico pari a 50 kW m<sup>-2</sup>.

Dal confronto degli andamenti a diverse portate si nota come il *dryout* avvenga intorno a valori compresi tra 0,75 e 0,78.

A bassi titoli si osserva come i coefficienti di scambio relativi alle portate di 50 e 100  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$  siano simili, presentando un distacco (in favore dei punti a portata più elevata) verso titoli più elevati. L'effetto della portata su  $\alpha$  è più evidente quando si osservano i valori ottenuti per i 200  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ : si registra un aumento medio del 30% rispetto alle portate più basse. È evidente l'effetto della schiuma, ad elevate portate, nel promuovere il miscelamento delle due fasi di R134a durante la vaporizzazione. Fino a 100  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$  sembra quindi predominare il fenomeno dell'ebollizione nucleata, mentre per portate superiori la convezione forzata fa risentire il suo effetto sul miscelamento operato dalla schiuma, incrementando  $\alpha$ . L'effetto è reso ancora più evidente dal grafico di Fig. 4.4, dove si vede come l'effetto della portata su  $\alpha$  è dominante a 200  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ .



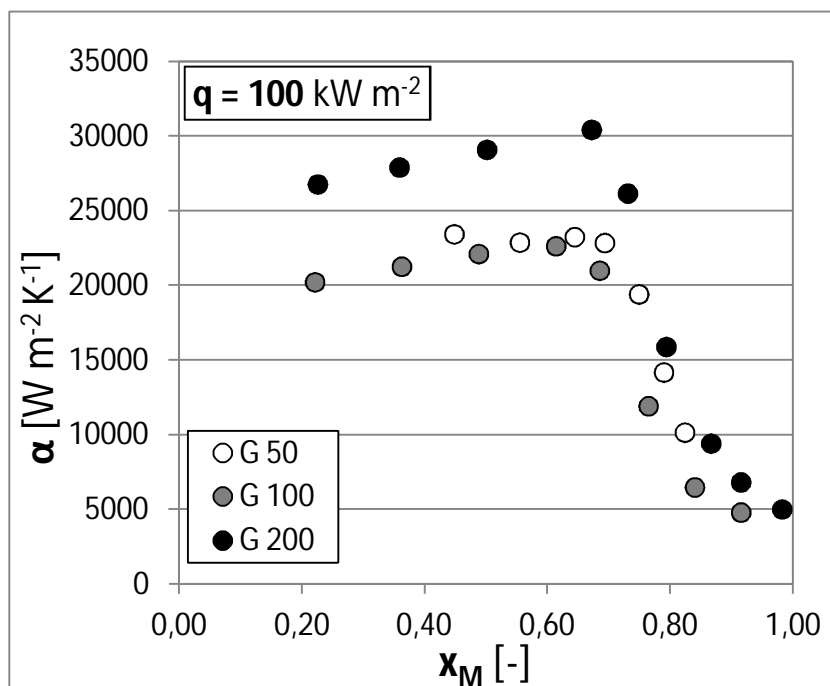
**Fig. 4.4** Coefficiente di scambio termico  $\alpha$  in funzione della portata, a parità di titolo medio  $x_M$  e per flusso termico specifico pari a 50  $\text{kW m}^{-2}$ .

Superato il *dryout* i valori del coefficiente di scambio non registrano grosse differenze (Fig. 4.3), inoltre anche la tendenza mostrata è simile tra i diversi valori di portate.

Sono state eseguite anche prove con valori di portata pari a 75  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ; i risultati non sono stati rappresentati per questioni di chiarezza: i valori di  $\alpha$  risultavano compresi tra i valori della serie a 50 e quelli della serie a 100  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ , come ci si aspettava.

## Prove a $100 \text{ kW m}^{-2}$

I risultati ottenuti al variare della portata per valori di flusso termico pari a  $100 \text{ kW m}^{-2}$  sono riportati nel grafico di Fig. 4.5.



**Fig. 4.5** Coefficiente di scambio termico  $\alpha$  in funzione del titolo medio  $x_M$ , al variare della portata specifica  $G$  [ $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ] e per flusso termico specifico pari a  $100 \text{ kW m}^{-2}$ .

Anche per questo flusso termico si registrano le stesse osservazioni fatte per i risultati precedenti: vi è ancora l'evidente effetto della schiuma nel miscelare il fluido a valori di portate di  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ .

Rispetto al flusso termico di  $50 \text{ kW m}^{-2}$  si osservano però due importanti differenze, in linea con le attese. La prima riguarda l'aumento del coefficiente di scambio, che da valori compresi tra  $15000$  e  $22000 \text{ W m}^{-2} \text{K}^{-1}$  per le portate di  $50$  e  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$  passa a valori compresi tra  $20000$  e  $24000 \text{ W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ , con valori compresi tra  $26000$  e  $31000 \text{ W m}^{-2} \text{K}^{-1}$  per portata di  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ . La seconda differenza è un minor valore del titolo medio al quale si verifica il *dryout*: ciò è dovuto proprio all'aumento del flusso termico. Tale fenomeno risulta avvenire per valori di titolo medio compresi tra  $0,65$  e  $0,70$ . Queste conclusioni saranno più evidenti nei confronti a portata costante e flusso termico variabile.

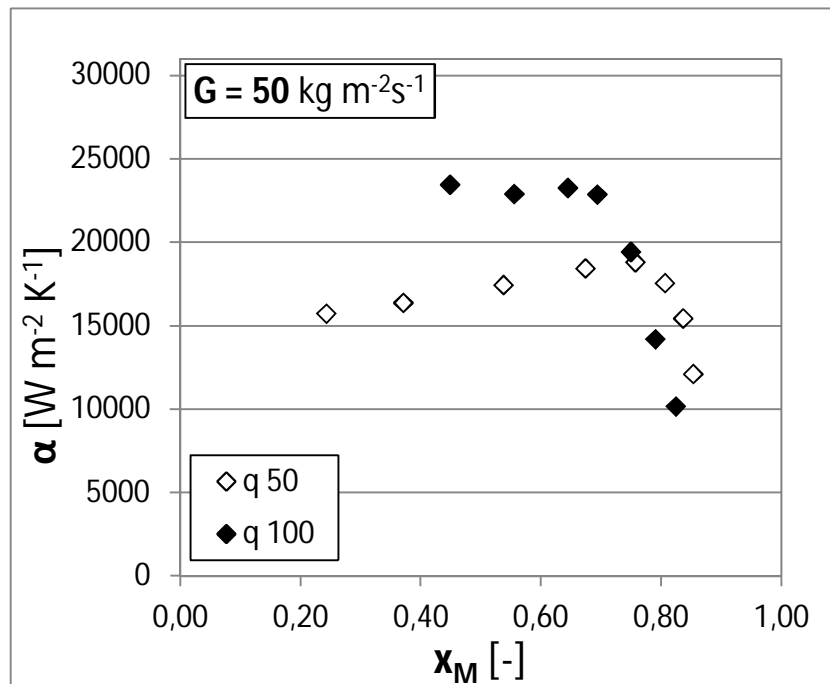
C'è da rilevare come la mancanza di punti a bassi titoli, nel grafico, della serie di prove a portata pari a  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  è dovuta alla forte variazione di titolo che si realizza in sezione entrando a quei valori di portata con quel flusso termico. Dalla (3.14) risulta infatti una variazione di titolo  $\Delta x$  pari a 0,5: ecco spiegato come, entrando con titoli pur bassi come 0,2, il primo punto risulta con un valore di titolo medio superiore a 0,4.

#### 4.1.2 Portata costante, flusso termico variabile

Vengono confrontati i risultati delle prove ottenuti per i valori di portata pari a 50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  al variare del flusso termico.

Portata specifica pari a  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .

I risultati del confronto delle prove a portata specifica costante pari a  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  al variare del flusso termico sono riportati in Fig. 4.6.

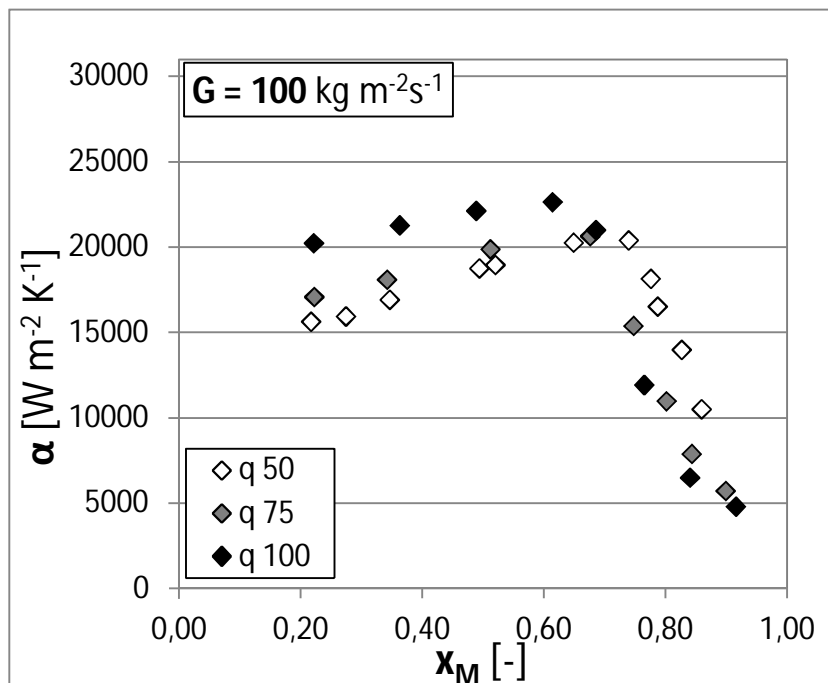


**Fig. 4.6** Coefficiente di scambio termico  $\alpha$  in funzione del titolo medio  $x_M$ , al variare del flusso termico specifico [ $\text{kW m}^{-2}$ ] e con valore della portata specifica  $G$  pari a  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .

L'aumento del flusso termico da 50 a 100 kW m<sup>-2</sup> comporta un aumento del coefficiente di scambio termico e una riduzione del titolo medio a cui avviene il *dryout*, in linea con le attese.

Portata specifica pari a 100 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>.

I risultati del confronto delle prove a portata specifica costante pari a 100 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> al variare del flusso termico sono riportati in Fig. 4.7. Per queste prove si hanno i dati anche per un flusso termico di 75 kW m<sup>-2</sup>.



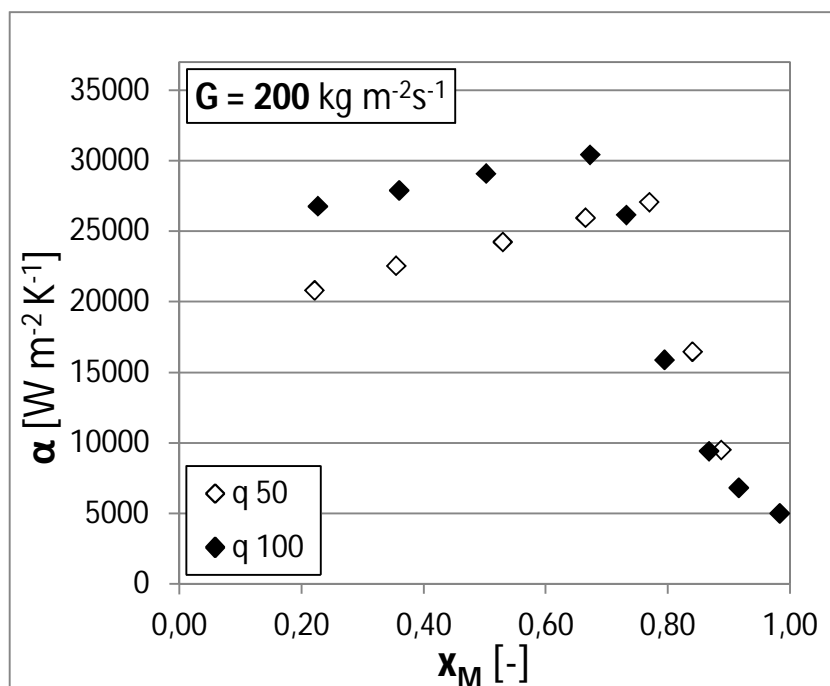
**Fig. 4.7** Coefficiente di scambio termico  $\alpha$  in funzione del titolo medio  $x_M$ , al variare del flusso termico specifico [kW m<sup>-2</sup>] e con valore della portata specifica  $G$  pari a 100 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>.

Dal grafico è molto chiaro l'effetto: aumento di  $\alpha$  in corrispondenza dell'aumento del flusso e anticipo, in termini di titolo medio, del *dryout*. Si osserva anche che dal passaggio tra i 50 e 100 kW m<sup>-2</sup> vi è un aumento netto (aumento del 30% a bassi titoli, fino ad un 15% a titoli appena più bassi del titolo di *dryout*) del coefficiente di scambio.



Portata specifica pari a  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .

I risultati del confronto delle prove a portata specifica costante pari a  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  al variare del flusso termico sono riportati in Fig. 4.8.



**Fig. 4.8** Coefficiente di scambio termico  $\alpha$  in funzione del titolo medio  $x_M$ , al variare del flusso termico specifico [ $\text{kW m}^{-2}$ ] e con valore della portata specifica  $G$  pari a  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .

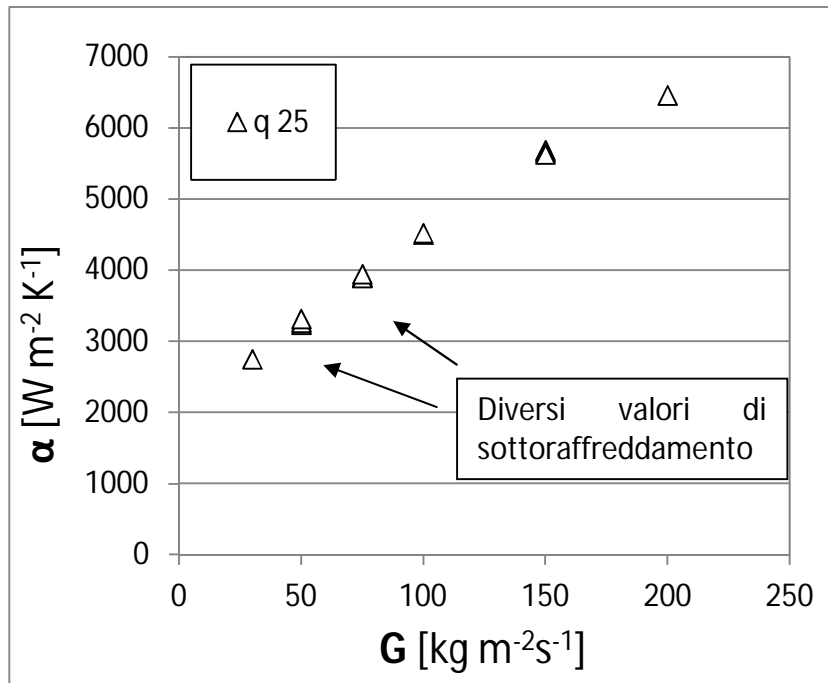
Anche in questo caso si osserva un aumento di  $\alpha$  e una diminuzione del titolo medio in corrispondenza del *dryout*.

Si è vista quindi l'influenza della portata, del flusso termico e del titolo sul coefficiente di scambio termico tra schiuma e refrigerante.

#### 4.1.3 Coefficiente di scambio termico in prove monofase

Sono state condotte delle prove anche con R134a in stato sottoraffreddato, con un flusso termico fornito alla schiuma di  $25 \text{ kW m}^{-2}$ , per osservare l'andamento del coefficiente di scambio termico del liquido al variare della portata. Sono stati presi a riferimento i seguenti valori di portata specifica: 30, 50, 75, 100, 150 e  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Si è fornito un flusso termico basso perché si voleva evitare il più possibile il cambiamento di

fase all'interno della sezione, realizzando uno scambio termico in convezione forzata in regime monofase. I risultati ottenuti sono riportati in Fig. 4.9.



**Fig. 4.9** Coefficiente di scambio termico  $\alpha$  in funzione della portata specifica  $G$ , a flusso termico specifico pari a  $25 \text{ kW m}^{-2}$ , per prove monofase. La variazione tra punti a parità di portata, indicati dalle frecce, è dovuta al diverso grado di sottoraffreddamento che realizzava il fluido in ingresso alla sezione.

Come si può vedere dal grafico, il coefficiente di scambio termico al variare della portata ha andamento lineare. La nota riportata nel grafico indica che alcuni punti sono stati valutati a differenti sottoraffreddamenti. Non appare nessun effetto del sottoraffreddamento sul coefficiente di scambio.

L'effetto del sottoraffreddamento si osserva sulle temperature di parete della schiuma, come si può vedere nel grafico di Fig. 4.10: al diminuire del grado di sottoraffreddamento aumenta la temperatura di parete. Si sono riportati nel grafico solo i valori relativi alle portate di  $50$  e  $150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  per motivi di chiarezza.

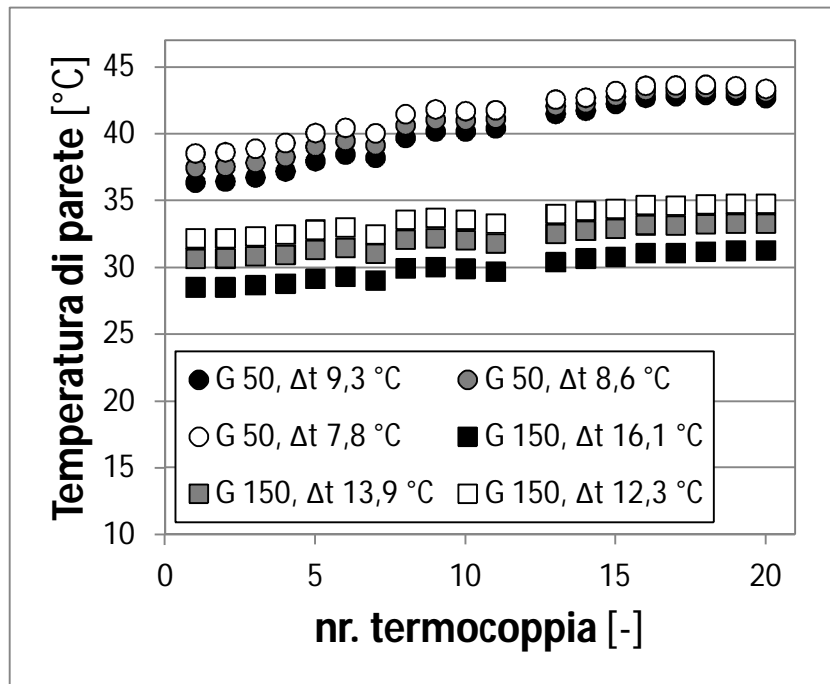


Fig. 4.10. Andamento della temperatura di parete al variare della portata specifica  $G$  [ $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ] e del grado di sottoraffreddamento del liquido.

Confrontando gli andamenti dei coefficienti di scambio in regime monofase con quelli in regime di vaporizzazione si nota che:

- l'andamento nel regime monofase è lineare con la portata specifica, mentre non è così nel regime bifase (si ricordi infatti la Fig. 4.4). Questo fenomeno è spiegabile tenendo in considerazione l'effetto del miscelamento operato dalla schiuma tra fase liquida e fase vapore di R134a, effetto che si risente principalmente a portate elevate;
- i valori del coefficiente di scambio in bifase risultano più elevati (a rigore, per avere informazioni quantitativamente più precise, il confronto andrebbe fatto a parità di flusso termico): il meccanismo di scambio termico in vaporizzazione infatti, come già noto per i tubi lisci, risulta favorevole in termini di valori di  $\alpha$ , almeno fino al momento in cui si verifica il *dryout*.

Un'osservazione può essere fatta anche sulla temperatura di parete. Durante lo scambio termico in vaporizzazione la parete della schiuma mantiene una temperatura pressoché costante, a meno delle perdite di carico, per quei valori di titolo a cui non si verifica il *dryout*: le oscillazioni presenti, visibili in Fig. 4.2, vanno ricercate nel fatto che il regime di

deflusso non è omogeneo. Tali oscillazioni si rispecchiano sulla temperatura della schiuma: se in corrispondenza della termocoppia scorre del liquido si avrà un valore di temperatura più basso (il liquido, come è noto, comporta un coefficiente di scambio più elevato del vapore e può vaporizzare) rispetto al valore che si misurerebbe qualora la parete fosse lambita da vapore.

## 4.2 Perdite di carico

Nell'attraversare la schiuma il fluido va incontro a delle perdite di carico, per la maggior parte dovute all'attrito (i termini dovuti alla gravità e alla variazione della quantità di moto risultano trascurabili). In questa sezione vengono presentati i risultati ottenuti. Anche qui si sono valutate le perdite di carico al variare della portata e del flusso termico. Risulterà che, come ci si aspettava, le perdite di carico dipendono fortemente dalla portata e dal titolo, mentre sono indipendenti dal flusso termico.

### 4.2.1 Flusso termico costante, portata variabile

Vengono confrontati i risultati delle prove ottenuti per i valori di portata pari a 50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$  al variare del flusso termico: il flusso termico di 75  $\text{kW m}^{-2}$  è stato eseguito solo a portata di 100  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ .

#### Prove a 50 $\text{kW m}^{-2}$

I risultati delle perdite di carico ottenuti al variare della portata per valori di flusso termico pari a 50  $\text{kW m}^{-2}$  sono riportati nel grafico di Fig. 4.11. I risultati in termini di gradiente di pressione (perdite di carico per unità di lunghezza della schiuma, che ricordiamo essere lunga 200 mm) sono riportati in Fig. 4.12. Infine, in Fig. 4.13 gli stessi risultati rappresentati con scala logaritmica, dove è possibile apprezzare meglio la diversità tra le serie di prove effettuate a diversi valori di portata.

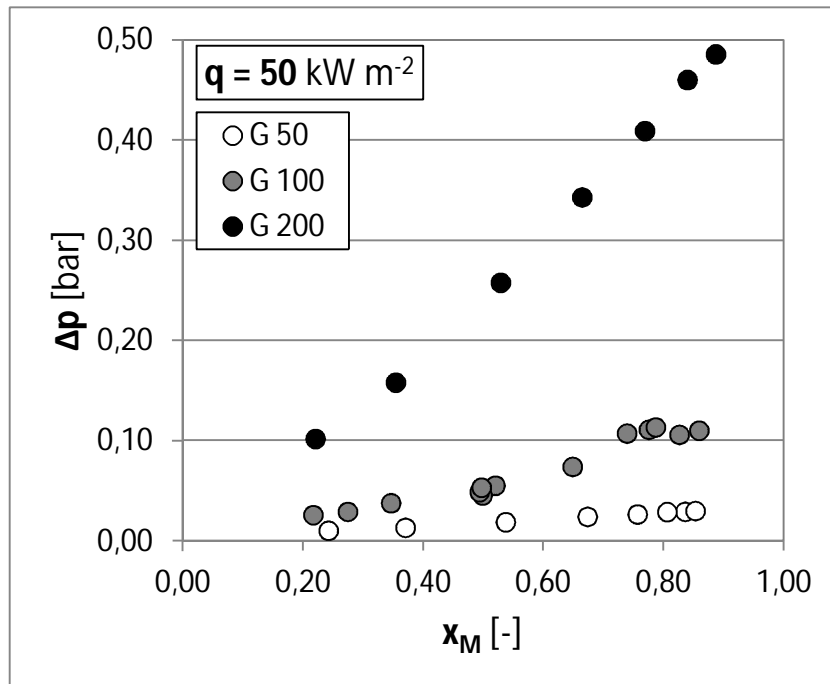


Fig. 4.11 Perdite di carico al variare della portata specifica  $G$  [ $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ], a parità di flusso termico.

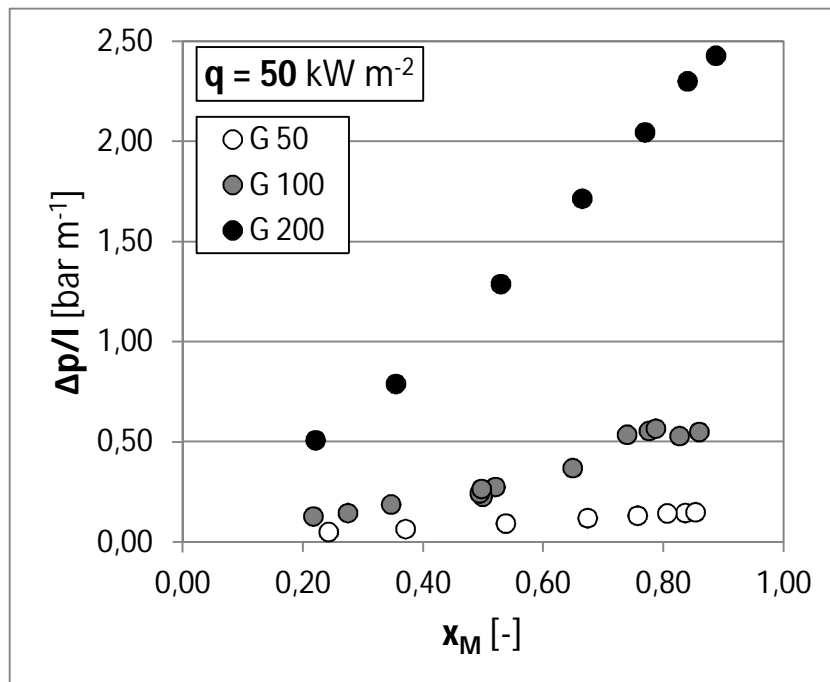
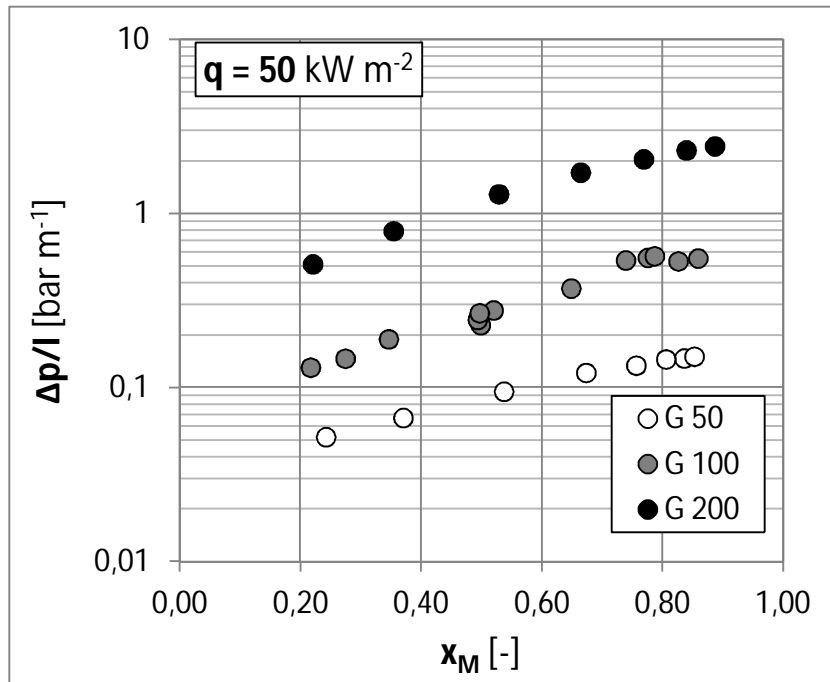


Fig. 4.12 Perdite di carico per unità di lunghezza al variare della portata specifica  $G$  [ $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ], a parità di flusso termico.



**Fig. 4.13** Perdite di carico per unità di lunghezza al variare della portata specifica  $G$  [kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>] a parità di flusso termico, in diagramma logaritmico.

Come è evidente dai grafici, le perdite di carico sono funzione della portata specifica e del titolo. All'aumentare del titolo aumenta la componente vapore, che presenta come noto cadute di pressione più elevate rispetto alla fase liquida; all'aumentare della portata aumentano, come ci si aspettava, le perdite di carico, aumentando la componente legata alla velocità del fluido. Passando da 50 a 200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> si osserva che le cadute di pressione per unità di lunghezza aumentano di un ordine di grandezza. In termini assoluti si è registrato un valore massimo di 2,4 bar m<sup>-1</sup> in corrispondenza di un titolo medio pari a 0,89 e portata 200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, contro 0,15 bar m<sup>-1</sup> registrati, a parità di titolo, a portata di 50 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. Valori invece precedenti al *dryout* (titolo medio 0,67 circa per le prove a 50 kW m<sup>-2</sup>) registrano perdite di carico per unità di lunghezza di poco inferiori a 1,1 bar m<sup>-1</sup> ( $G$  200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>) contro valori di poco superiori a 0,1 bar m<sup>-1</sup> registrati a portata di 50 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>.

#### Prove a 100 kW m<sup>-2</sup>

Vengono presentati i risultati delle perdite di carico ottenuti per un flusso termico di  $100 \text{ kW m}^{-2}$ , in un grafico in termini assoluti (Fig. 4.14) e in termini di perdite di pressione per unità di lunghezza (Fig. 4.15), risultati visualizzati anche in scala logaritmica (Fig.4.16).

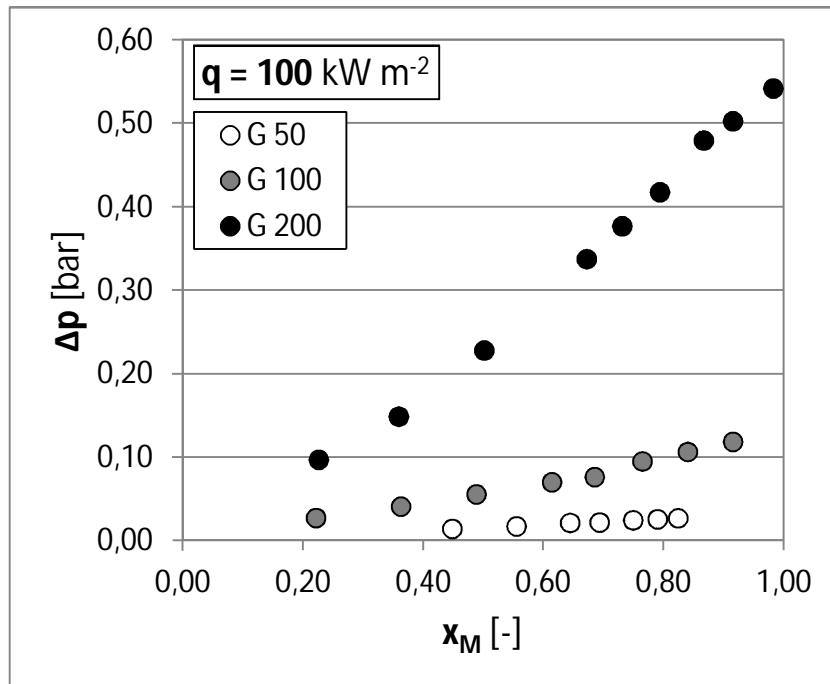


Fig. 4.14 Perdite di carico al variare della portata specifica  $G$  [ $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ], a parità di flusso termico.

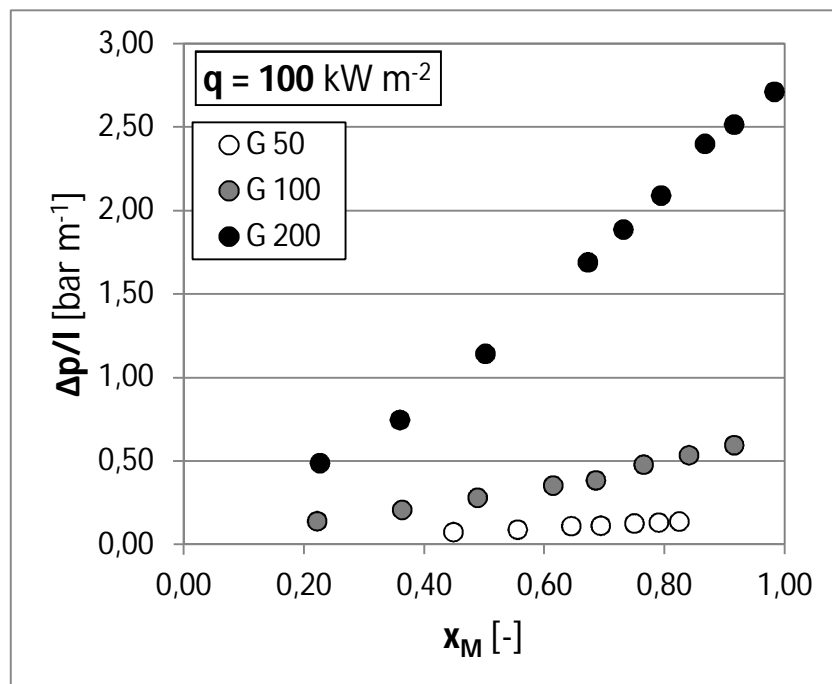
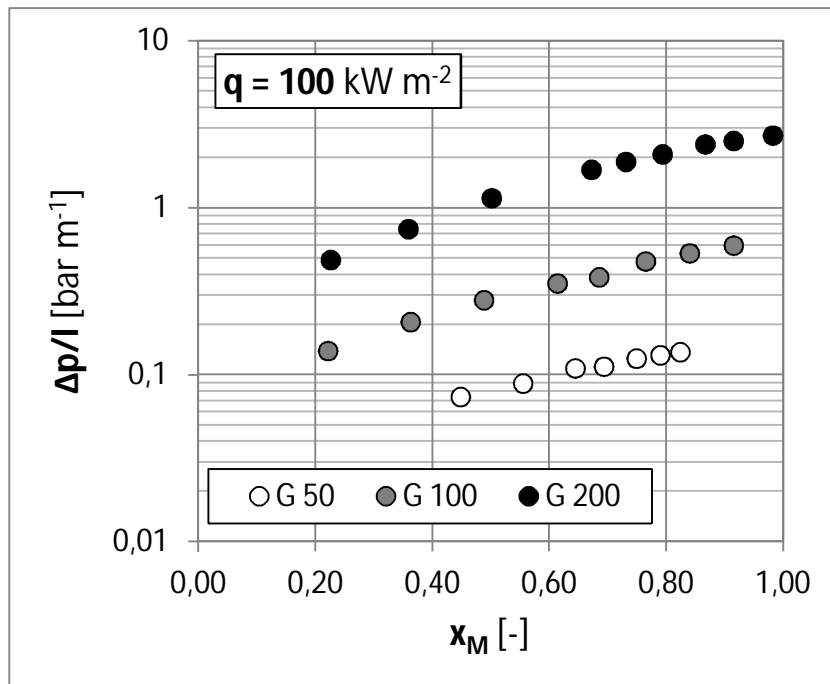


Fig. 4.15 Perdite di carico per unità di lunghezza al variare di  $G$  [ $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ], a parità di flusso termico.



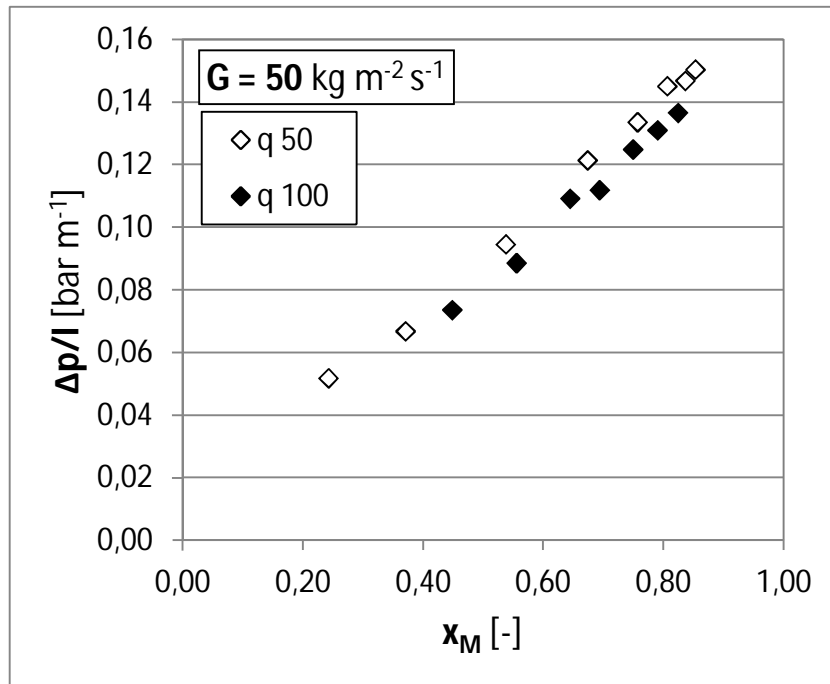
**Fig. 4.16** Perdite di carico per unità di lunghezza al variare della portata specifica  $G$  [ $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ] a parità di flusso termico, in diagramma logaritmico.

Anche in questo caso si nota l'aumento delle perdite di carico all'aumentare del titolo e della portata specifica.

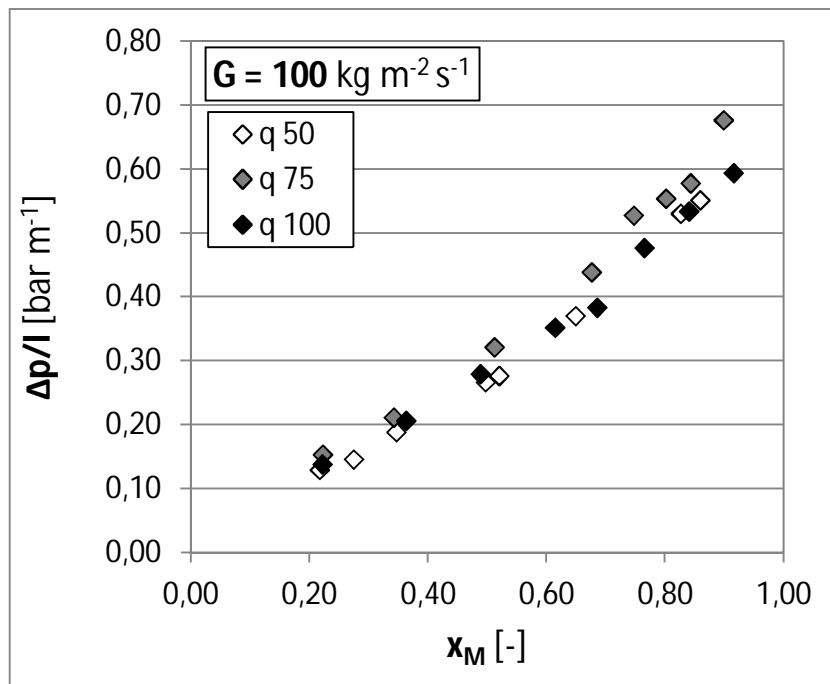
#### 4.2.1 Portata costante, flusso termico variabile

Ci si aspettava che le cadute di pressione nella schiuma fossero indipendenti dal flusso termico imposto: così si è rivelato anche sperimentalmente, come confermano i grafici di Fig. 4.17, 4.18 e 4.19. Sono riportati solo i grafici delle perdite per unità di lunghezza, l'importanza qui non risiede tanto nei valori assunti dalle perdite di carico ma dalla sovrapposizione che si verifica, tra i dati, al variare del flusso termico, confermando l'indipendenza delle perdite di pressione da tale parametro.

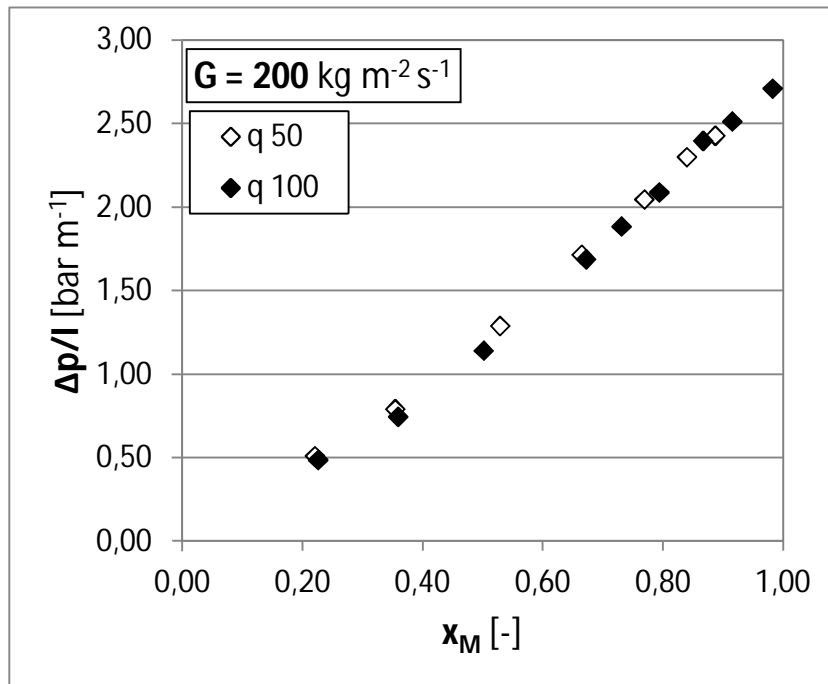




**Fig. 4.17** Perdite di carico lineari al variare del flusso termico [ $\text{kW m}^{-2}$ ], per valori di portata specifica pari a  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .



**Fig. 4.18** Perdite di carico per unità di lunghezza al variare del flusso termico [ $\text{kW m}^{-2}$ ], per valori di portata specifica pari a  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .



**Fig. 4.19** Perdite di carico per unità di lunghezza al variare del flusso termico [ $\text{kW m}^{-2}$ ], per valori di portata specifica pari a  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .

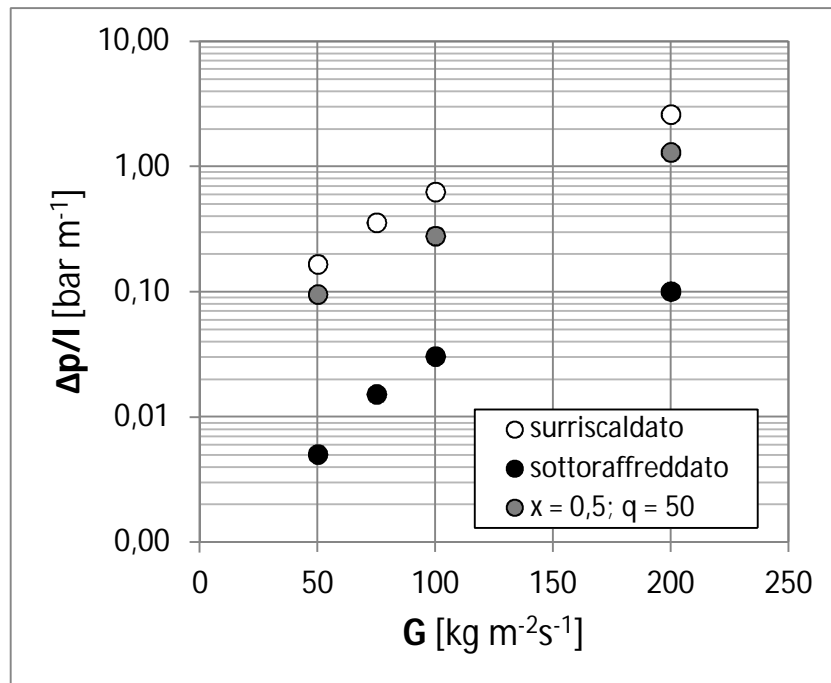
Si osserva come i punti appartenenti ai diversi flussi termici sono sovrapponibili tra loro: i valori delle perdite di carico non dipendono quindi dal flusso termico.

Il valore di cadute di pressione nelle schiume riveste importanza in quanto sono, e saranno, un parametro importante per determinare la bontà o meno della scelta di una schiuma metallica come mezzo di scambio termico, in quanto maggiori perdite di carico richiederanno maggiori potenze di pompaggio.

#### Perdite di carico in campo monofase

Sono state eseguite delle prove, al variare della portata e senza fornire alcun flusso termico, in regime monofase sottoraffreddato e surriscaldato, per avere un'indicazione sulle perdite di carico dell'R134a in queste condizioni. Nel grafico di Fig. 4.20 sono confrontate le perdite per unità di lunghezza del refrigerante in condizioni di liquido sottoraffreddato e vapore surriscaldato: si può constatare come le cadute di pressione nella fase vapore siano notevolmente più elevate di quelle nella fase liquida (più di un

ordine di grandezza), come è noto. Sono riportate anche le variazioni di pressione ottenute per le prove a titolo medio 0,5 quando la sezione veniva riscaldata da una potenza termica di  $50 \text{ kW m}^{-2}$ .



**Fig. 4.20** Perdite di carico lineari per vapore surriscaldato, liquido sottoraffreddato e per prove con flusso termico pari a  $50 \text{ kW m}^{-2}$  e titolo medio pari a 0,5. Diagramma logaritmico.



## Confronto dei risultati sperimentali con quelli di alcuni modelli

---

In questo capitolo vengono confrontati i risultati sperimentali ottenuti per le schiume e presentati nel capitolo 4 con dei modelli proposti da alcuni autori riguardanti il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico. Per il primo parametro vengono utilizzati dei modelli relativi alla vaporizzazione in convezione forzata in tubi lisci, per avere un'indicazione sul confronto schiuma-tubo liscio; per le perdite di carico si utilizzerà invece una recente correlazione proposta specificatamente da Ji e Xu [5] per le schiume, per vedere se tale modello è applicabile anche nelle nostre condizioni.

### 5.1 Coefficiente di scambio termico

Sebbene le correlazioni di Gungor e Winterton [16] e di Shah [17] abbiano ormai parecchi anni, sono quelle maggiormente utilizzate per il confronto dei coefficienti di scambio ottenuti con vaporizzazione in tubi lisci, questo perché sono correlazioni che sono state ottenute a partire da un database molto ampio di punti, con diversi tipi di fluidi.

Entrambi questi modelli considerano due contributi nel valutare il coefficiente di scambio termico bifase: un contributo dovuto alla convezione forzata ed uno dovuto all'ebollizione nucleata. La differenza principale tra i due modelli presi in considerazione consiste nel fatto che, al di là delle formule, mentre Shah [17] considera solo il massimo tra i contributi dei due fenomeni appena citati, Gungor e Winterton [16] li considerano entrambi.

### 5.1.1 Correlazione di Gungor e Winterton [16]

Il coefficiente di scambio termico in regime bifase  $\alpha_{Gungor}$  è espresso come

$$\alpha_{Gungor} = E \cdot \alpha_l + S \cdot \alpha_{pool} \quad (5.1)$$

dove  $E$  ( $>1$ ) ed  $S$  ( $<1$ ) sono dei coefficienti correttivi che tengono conto rispettivamente della convezione forzata in regime bifase rispetto al solo liquido e del minor surriscaldamento ottenibile in convezione forzata rispetto al solo *pool boiling*, dovuto allo spessore minore dello strato di liquido nel quale si formano le bolle.

$\alpha_l$  e  $\alpha_{pool}$  rappresentano, rispettivamente, il coefficiente di scambio termico dovuto alla fase liquida e al fenomeno del pool boiling.

Vengono riportate di seguito le espressioni dei singoli termini<sup>8</sup>:

- coefficiente  $E$ :

$$E = 1 + 24000Bo^{1,16} + 1,37 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,86} \quad (5.2)$$

dove  $X_{tt}$  è il parametro di Martinelli calcolato come

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1}$$

e  $Bo$  rappresenta il numero di boiling:

$$Bo = \frac{q}{rG} \quad (5.3)$$

- coefficiente  $S$ :

---

<sup>8</sup> Per i simboli non specificati in queste pagine si faccia riferimento alla Nomenclatura posta a fine tesi.

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} E^2 \text{Re}_l^{1,17}} \quad (5.4)$$

con  $\text{Re}_l$  numero di Reynolds del liquido:

$$\text{Re}_l = \frac{G(1-x)d_h}{\mu_l} \quad (5.5)$$

- termine  $\alpha_l$ :

$$\alpha_l = 0,023 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \frac{\lambda_l}{d_h} \quad (5.6)$$

con  $\text{Pr}_l$  numero di Prandtl:

$$\text{Pr}_l = \frac{c_{p,l} \mu_l}{\lambda_l} \quad (5.7)$$

- termine  $\alpha_{pool}$ :

$$\alpha_{pool} = 55 p_r^{0,12} (-\log_{10} p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (5.8)$$

dove  $p_r$  è la pressione ridotta.

Nel caso di tubo orizzontale e numero di Froude del liquido  $\text{Fr}_l$  minore di 0,05, i coefficienti  $E$  ed  $S$  vengono moltiplicati rispettivamente per un coefficiente  $E_2$  ed  $S_2$ :

$$E_2 = \text{Fr}_l^{(0,1-2\text{Fr})}, \quad S_2 = \sqrt{\text{Fr}_l}$$

dove il numero di Froude è così definito:

$$\text{Fr}_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_h} \quad (5.9)$$

Nella correlazione vista il diametro utilizzato è quello del tubo; nei calcoli svolti in questa tesi si è considerato il diametro idraulico del canale rettangolare  $d_h$ , pari a 0,0067 m<sup>2</sup>.

### 5.1.2 Correlazione di Shah [17]

Il coefficiente di scambio termico in regime bifase  $\alpha_{Shah}$  è così calcolato:

$$\alpha_{Shah} = \text{massimo}(E, S) \cdot \alpha_l \quad (5.10)$$

con  $\alpha_l$  calcolato sempre secondo la (5.6).

Il coefficiente  $S$  è calcolato come:

$$S = \frac{1,8}{NN^{0,8}}$$

dove  $NN$  è un parametro che assume i seguenti valori:

$$NN = Co \quad (\text{se } Fr_l \geq 0,04)$$

$$NN = 0,38Fr_l^{-0,3}Co \quad (\text{se } Fr_l < 0,04)$$

con  $Co$  espresso come segue:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5}$$

e  $Fr_l$  valutato sempre secondo la (5.9).

il coefficiente  $E$  invece assume svariate formulazioni a seconda del valore assunto dal parametro  $NN$  e dal numero di Boiling (5.3):

- se  $NN > 1,0$ :



$$E = 230Bo^{0,5} \quad (\text{se } Bo > 3 \cdot 10^{-5})$$

$$E = 1 + 46Bo^{0,5} \quad (\text{se } Bo < 3 \cdot 10^{-5})$$

- se  $0,1 < NN \leq 1,0$ :

$$E = F \cdot Bo^{0,5} \exp(2,74 \cdot NN^{-0,1})$$

con:

$$F = 14,7 \quad (\text{se } Bo \geq 11 \cdot 10^{-4})$$

$$F = 15,43 \quad (\text{se } Bo < 11 \cdot 10^{-4})$$

- se  $NN \leq 0,1$ :

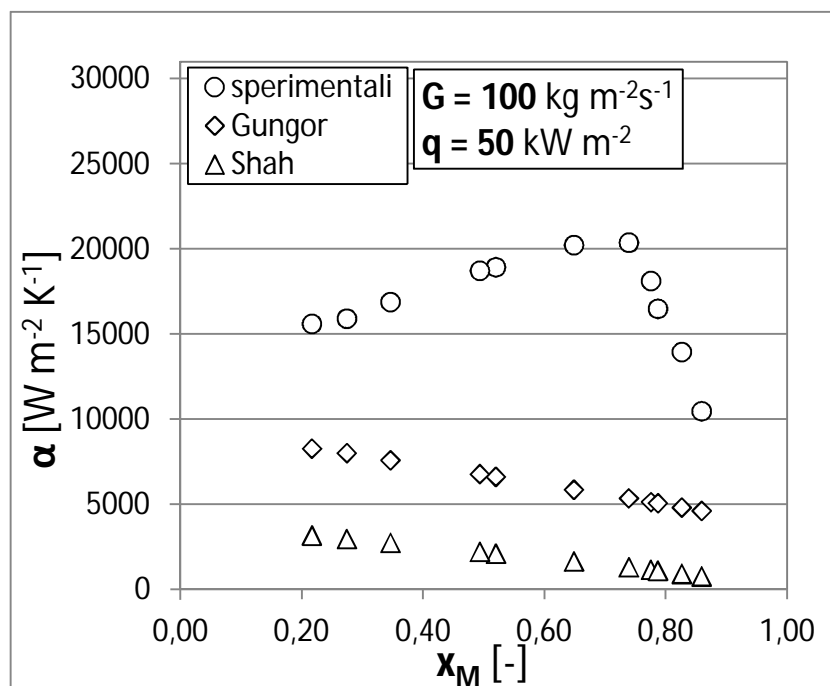
$$E = F \cdot Bo^{0,5} \exp(2,47 \cdot NN^{-0,15})$$

con  $F$  calcolato come sopra.

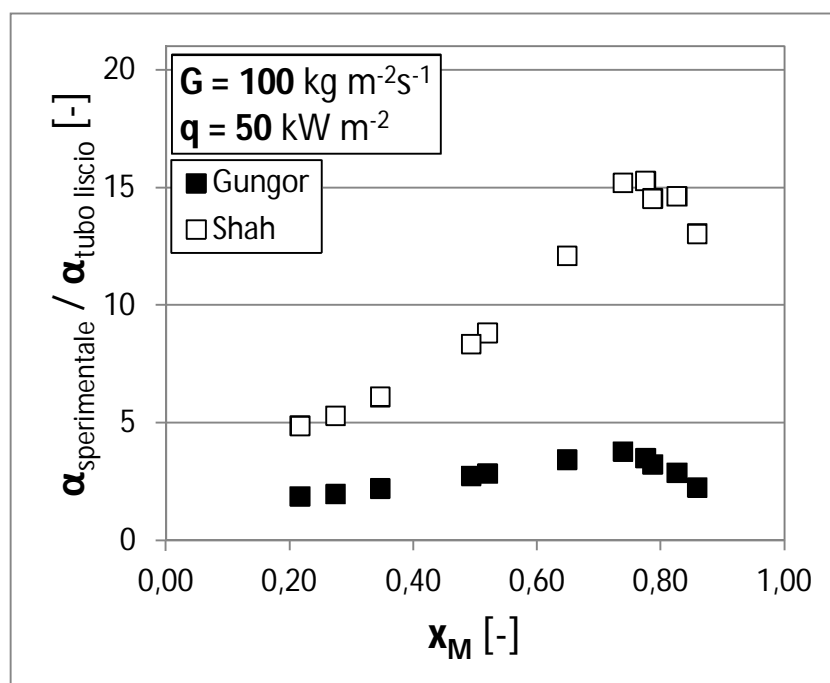
### 5.1.3 Confronto con i dati sperimentali

Dopo aver presentato le correlazioni proposte per i tubi lisci, vengono confrontati i risultati sperimentali con quelli ottenuti applicando tali correlazioni. Tale analisi è effettuata per avere un'idea sulla diversità tra coefficienti di scambio termico realizzati con la schiuma e quelli che si realizzerebbero con un tubo liscio avente lo stesso diametro idraulico del canale in cui è posta la schiuma.

Viene ora riportato il grafico (Fig. 5.1) ottenuto per le prove a portata specifica pari a  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e a flusso termico pari a  $50 \text{ kW m}^{-2}$ , per far apprezzare l'andamento generale del coefficiente di scambio termico nella schiuma rispetto alle correlazioni viste. Successivamente vengono presentati i dati al variare del flusso termico e della portata, come fatto già per la presentazione dei risultati nel capitolo precedente.



**Fig. 5.1** Coefficiente di scambio termico ottenuto con le prove sperimentali sulla schiuma e con le correlazioni di Gungor [16] e Shah [17], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di portata specifica pari a  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e con flusso termico di  $50 \text{ kW m}^{-2}$ .



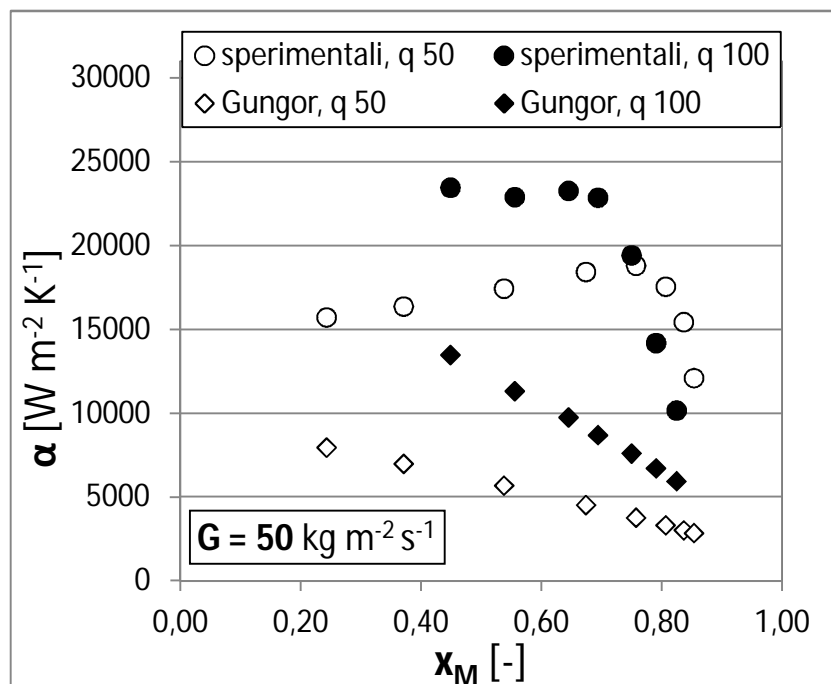
**Fig. 5.2** Rapporto tra il coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci, ottenuto dalle correlazioni di Gungor [16] e Shah [17], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di portata specifica pari a  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e con flusso termico di  $50 \text{ kW m}^{-2}$ .

Come si osserva, il coefficiente di scambio termico assume valori più elevati nella schiuma, con un rapporto che aumenta all'aumentare del titolo fino in corrispondenza al verificarsi del *dryout*, dopodiché cala. Dal punto di vista quantitativo si può solo dire che nella schiuma il coefficiente di scambio è più alto rispetto al tubo liscio, non potendo però stabilire con precisione di quanto perché le correlazioni viste sono molto generali e, tra l'altro, come si vede dai grafici di Fig.5.1 e 5.2, assumono valori diversi. L'aspetto comune è l'andamento ottenuto, al variare del titolo.

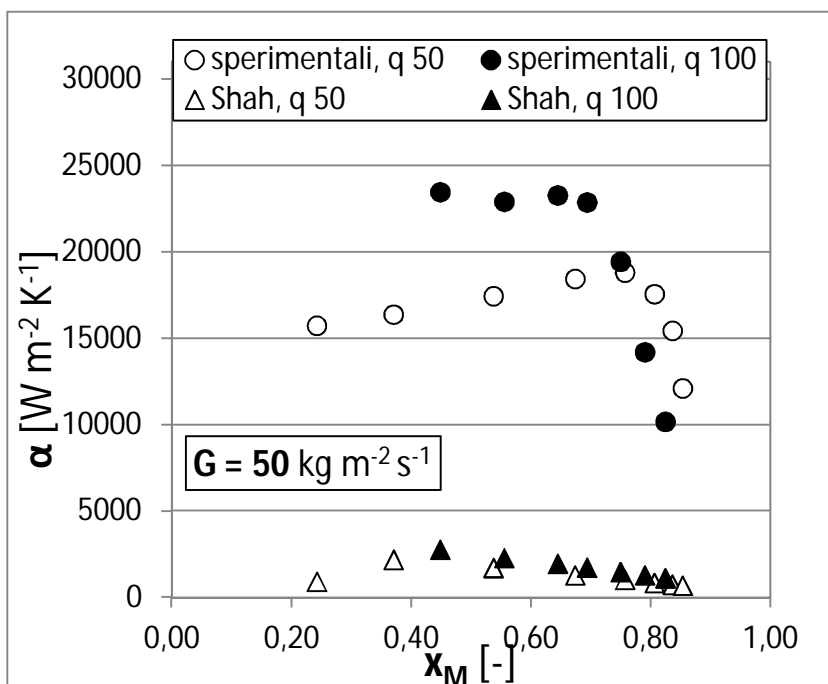
Per poter operare un confronto quantitativo preciso sarebbe opportuno disporre di prove con R134a in un condotto liscio di diametro idraulico equivalente a quello del canale a sezione rettangolare occupato dalla schiuma, a parità di condizioni operative per poter così confrontare i risultati.

### 5.1.3.1 Portata costante, flusso termico variabile

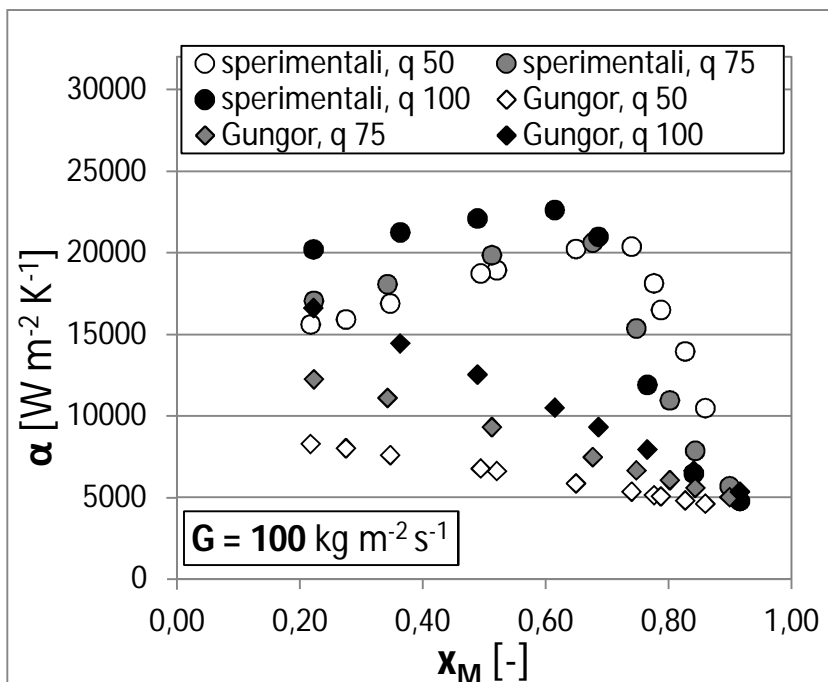
Vengono riportati i grafici relativi al confronto tra i risultati sperimentali e i risultati delle correlazioni al variare del flusso termico.



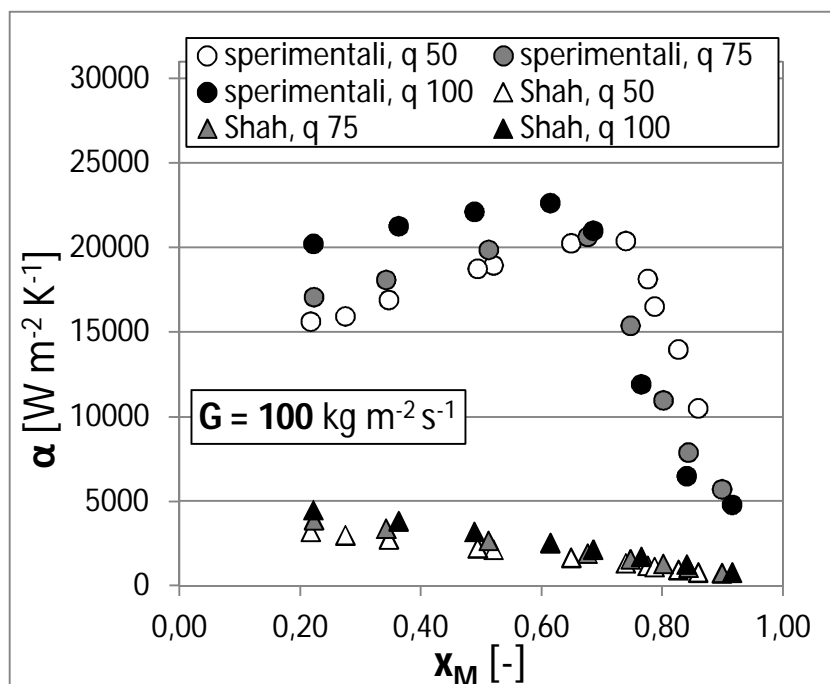
**Fig.5.3** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Gungor [16], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di portata specifica pari  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e con flusso termico [ $\text{kW m}^{-2}$ ] variabile.



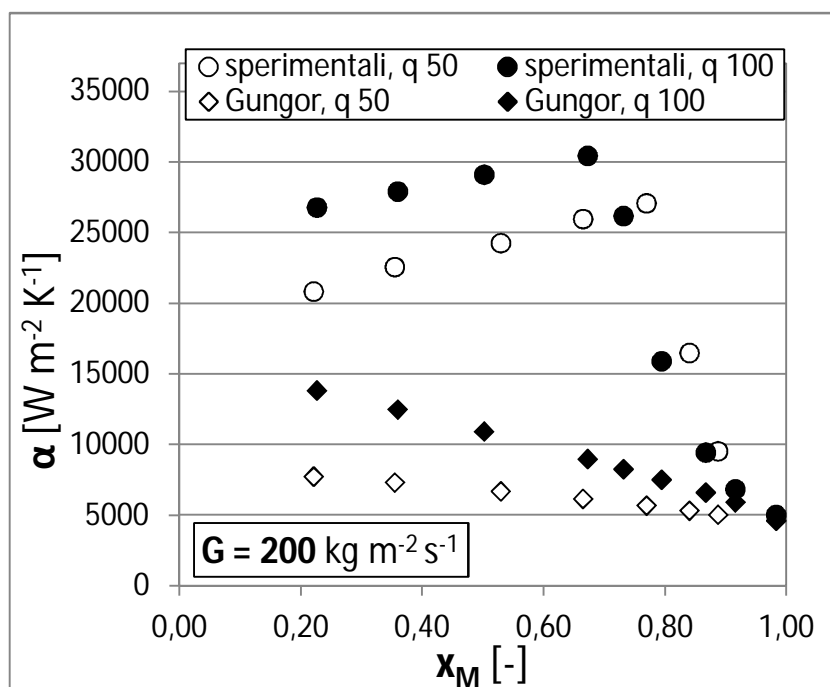
**Fig.5.4** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Shah [17], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di portata specifica pari  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e con flusso termico variabile (50 e  $100 \text{ kW m}^{-2}$ ).



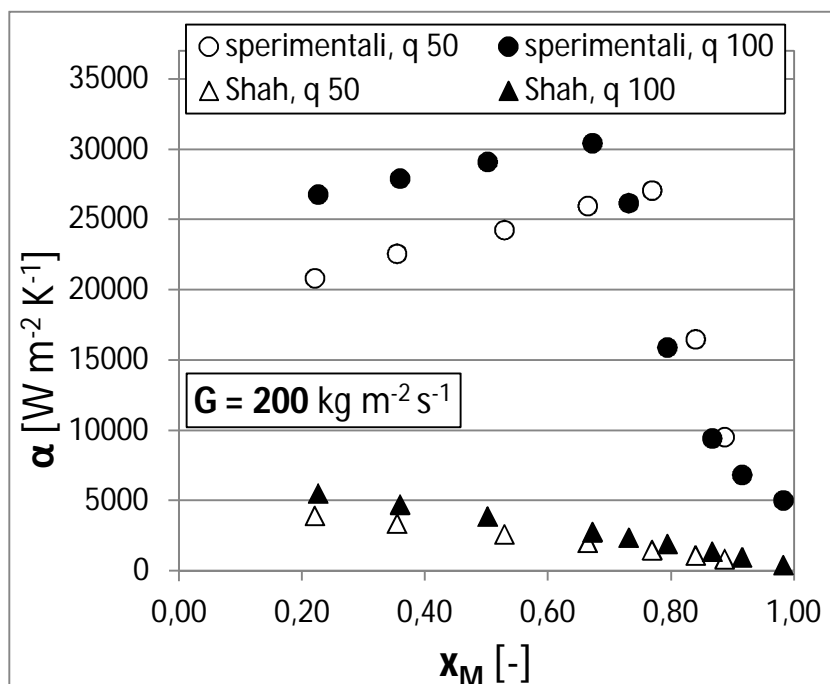
**Fig.5.5** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Gungor [16], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di portata specifica pari  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e con flusso termico variabile (50, 75 e  $100 \text{ kW m}^{-2}$ ).



**Fig.5.6** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Shah [17], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di portata specifica pari  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e con flusso termico variabile ( $50, 75$  e  $100 \text{ kW m}^{-2}$ ).



**Fig.5.7** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Gungor [16], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di portata specifica pari  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e con flusso termico variabile ( $50$  e  $100 \text{ kW m}^{-2}$ ).

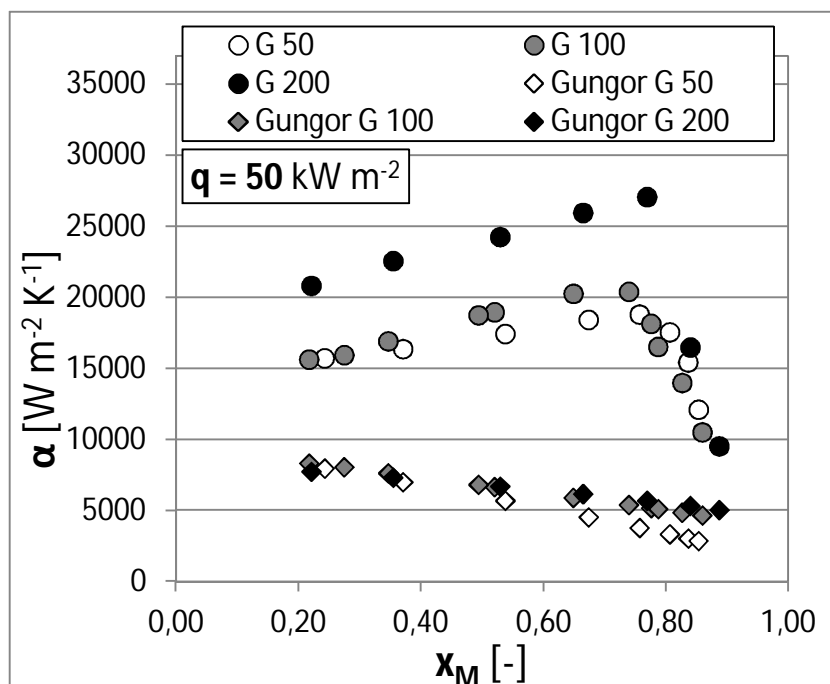


**Fig.5.8** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Shah [17], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di portata specifica pari  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e con flusso termico variabile (50 e  $100 \text{ kW m}^{-2}$ ).

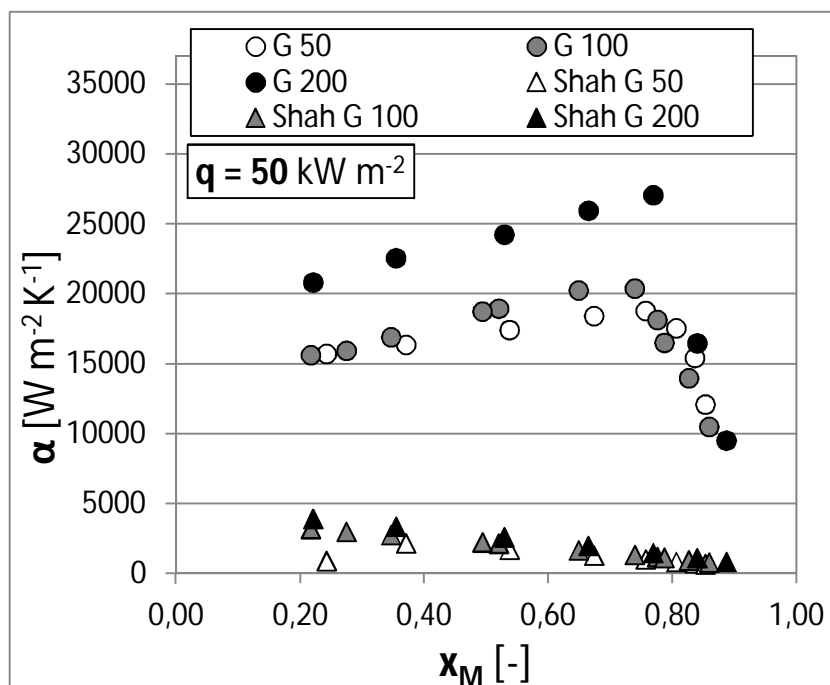
Come si osserva dai grafici, la correlazione di Gungor [16] risente molto di più dell'effetto dell'aumento del flusso termico: questo è dovuto alla correlazione stessa, che considera entrambi i contributi ( $\alpha_l$  e  $\alpha_{pool}$ ), con il secondo termine che risente particolarmente del valore del flusso termico. Shah [17] invece, considerando il massimo tra i due contributi, registra una minore variabilità all'aumentare del flusso termico. I coefficienti ottenuti con la schiuma risultano comunque sempre più elevati rispetto a quelli relativi ai tubi lisci.

### 5.1.3.2 Flusso termico costante, portata variabile.

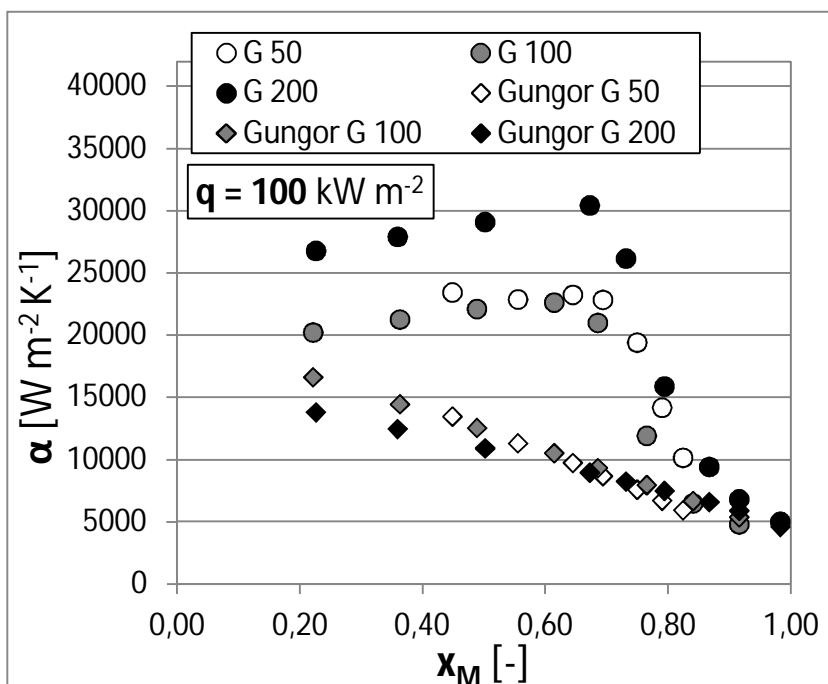
Vengono riportati i grafici relativi ai risultati sperimentali confrontati con le correlazioni di Gungor [16] e Shah [17], questa volta al variare del valore della portata specifica, a parità di flusso termico.



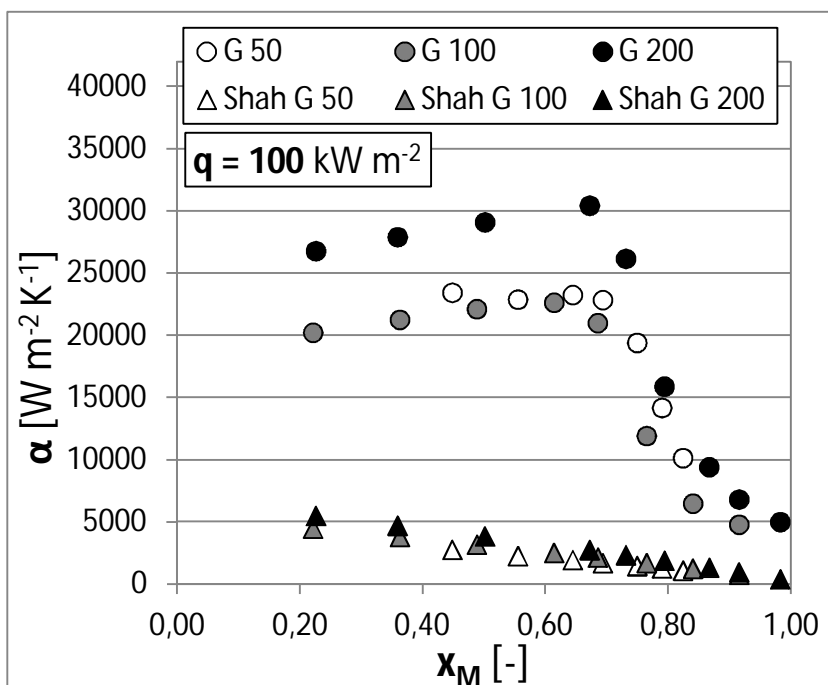
**Fig.5.9** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Gungor [16], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di flusso termico pari a  $50 \text{ kW m}^{-2}$  e con valori di portata specifica  $G$  pari a 50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .



**Fig.5.10** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Shah [17], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di flusso termico pari a  $50 \text{ kW m}^{-2}$  e con valori di portata specifica  $G$  pari a 50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .



**Fig.5.11** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Gungor [16], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di flusso termico pari a  $100 \text{ kW m}^{-2}$  e con valori di portata specifica  $G$  pari a 50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .



**Fig.5.12** Coefficiente di scambio termico della schiuma e quello valido per tubi lisci ottenuto dalla correlazione di Shah [17], al variare del titolo medio  $x_M$ , per valori di flusso termico pari a  $100 \text{ kW m}^{-2}$  e con valori di portata specifica  $G$  pari a 50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .



Anche in questo caso i coefficienti ottenuti con la schiuma sono più elevati di quelli rappresentativi del tubo liscio. Si osserva come l'andamento dei valori della correlazione di Gungor [16] differisca da quella di Shah [17]: a titoli medio-bassi ( $x_M < 0,4$ ) i valori del coefficiente di scambio termico a portata superiore risultano più bassi rispetto a quelli per portate inferiori. Il punto in cui si intersecano e dopo il quale si ha una prevalenza dei valori appartenenti alla serie a portata più elevata sembra dipendere dal flusso termico. Non è così per la correlazione di Shah [17]: ancora una volta tale diversità di andamento è riconducibile alla formulazione delle correlazioni.

Si è visto dunque come l'utilizzo della schiuma, in termine di coefficiente di scambio termico, sia migliorativo rispetto al tubo liscio, anche se in termini quantitativi non è possibile, con le sole correlazioni viste, attribuire un valore preciso all'incremento ottenuto. In futuro si potrebbe realizzare un canale liscio a sezione rettangolare delle stesse dimensioni della schiuma e studiarne i coefficienti di scambio sperimentalmente, avendo così un punto di riferimento più concreto per paragonare i benefici ottenuti dall'applicazione della schiuma.

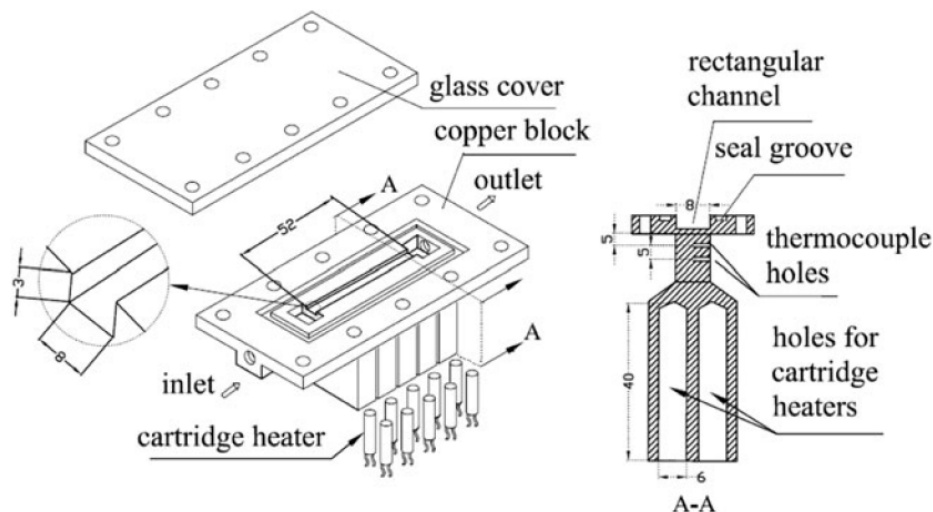
## **5.2 Perdite di carico**

Un altro aspetto da tenere in considerazione sono le perdite di carico attraverso la schiuma. Recenti studi in questo ambito sono stati realizzati da Ji e Xu [5], che hanno proposto una correlazione per la previsione delle perdite di carico che si realizzano in una schiuma di rame. Hanno proposto una correlazione corretta e migliorativa rispetto ad altri modelli di perdite di carico (modello omogeneo, modello di Lochart-Martinelli, modello di Mishima e Hibiki e modello di Qu e Mudawar).

È stato quindi implementato il loro modello e si sono confrontati i valori ottenuti dal modello con i risultati sperimentali. Di seguito viene descritto il modello, successivamente vengono presentati e discussi i risultati ottenuti.

### 5.2.1 Correlazione di Ji e Xu [5]

Nel loro esperimento Ji e Xu [5] hanno utilizzato schiume a diversa densità lineare (30, 60 e 90 PPI), con porosità pari a 0,88, aventi dimensioni rettangolari pari a 52 mm (lunghezza) x 8 mm (larghezza) x 3 mm (spessore). Hanno utilizzato acqua come fluido operativo, con portate specifiche variabili tra i 30 e i 200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. La schiuma viene riscaldata sia alla base che ai lati del canale dove è alloggiata, poiché il blocco in cui è ricavato tale canale è costituito completamente di rame e riscaldato alla base da resistenze elettriche (il calore poi si trasmette a tutto il blocco di rame, quindi anche ai lati del canale) (Fig.5.13).



**Fig. 5.13** Rappresentazione della sezione sperimentale utilizzata da Ji e Xu per le prove sulle perdite di carico; la schiuma viene alloggiata nel canale [5].

Le perdite di carico totali attraverso la schiuma vengono indicate come somma di diversi contributi: uno dovuto alla perdita di carico del fluido monofase ( $\Delta p_m$ ; nel loro esperimento Ji e Xu [5] il fluido entra in condizioni di liquido sottoraffreddate, quindi monofase; la vaporizzazione inizia ad un certo tratto della schiuma) e uno dovuto alla caduta di pressione bifase ( $\Delta p_b$ ). Questo termine comprende a sua volta perdite dovute all'attrito ( $\Delta p_{b,f}$ ), perdite dovute alla variazione della quantità di moto ( $\Delta p_a$ ) e perdite dovute alla gravità ( $\Delta p_g$ ): quest'ultima, poiché la sezione sperimentale è orizzontale, viene trascurata. Anche le perdite di carico concentrate dovute all'imbocco e allo sbocco del fluido ( $\Delta p_c$ ) dalla sezione vengono considerate trascurabili.

La variazione di pressione totale  $\Delta p$  risulta:

$$\Delta p = \Delta p_m + \Delta p_{b,f} + \Delta p_a$$

Lo scopo dell'esperimento di Ji e Xu [5] è stato quello di determinare una nuova relazione per le perdite di carico dovute all'attrito. La relazione finale, adattata al nostro caso in termini di estremi di integrazione, è la seguente:

$$\Delta p_{b,f} = \frac{L_b}{x_{out} - x_{in}} \int_{x_{in}}^{x_{out}} \frac{f_k G^2 (1-x)^2 (1-\varepsilon) \phi_f^2}{\rho_l D_p \varepsilon^3} dx \quad (5.11)$$

dove:

- $L_b$  è la lunghezza della schiuma in cui avviene la variazione di titolo. Nel nostro caso si è assunta la lunghezza dell'intera schiuma, visto che l'R134a entra già in condizioni bifase (non è così per le prove con acqua di Ji e Xu [5]);
- $x_{out}$  è il valore del titolo all'uscita della sezione;
- $G$  portata specifica;
- $\varepsilon$  porosità della schiuma;
- $\rho_l$  densità del liquido;
- $D_p$  diametro equivalente della schiuma metallica:

$$D_p = \frac{6}{S_v}$$

con  $S_v$  area superficiale per unità di volume della schiuma [ $m^{-1}$ ];

- $f_k$  è il fattore di attrito monofase per schiume metalliche:

$$f_k = 5,598 \cdot 10^4 \frac{1-\varepsilon}{Re_p^{1,19}} d_m^{0,94} + 0,22 \quad (5.12)$$

con  $Re_p$  numero di Reynolds associato ai mezzi porosi e con  $d_m$  diametro medio dei pori della schiuma, così definiti:

$$Re_p = \frac{D_p \rho u (1 - \varepsilon)}{\mu}$$

$$d_m = \frac{4\varepsilon}{S_v(1 - \varepsilon)}$$

con  $u$  velocità del fluido pari a  $G/\rho_l$ .

- $\phi_f^2$  è il moltiplicatore della fase liquida che rappresenta il rapporto tra il gradiente di pressione dovuto all'attrito in campo bifase e il gradiente di pressione che competerebbe se vi fosse solo fase liquida. Viene così espresso:

$$\phi_f^2 = \left(\frac{dp}{dz}\right)_b / \left(\frac{dp}{dz}\right)_l = 1 + \frac{C}{X_{vv}} + \frac{1}{X_{vv}^2}$$

dove  $X_{vv}$  è un parametro che ricorda quello di Lockhart-Martinelli<sup>9</sup>, calcolato come segue:

$$X_{vv} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,5} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,5}$$

e  $C$  è un parametro che considera l'effetto della portata, del titolo del vapore e del diametro medio dei pori della schiuma:

$$C = 0,025 G^{1,801} \exp(8,021 \cdot x) \cdot d_m^{0,455}$$

Con la relazione (5.11) si calcolano dunque le perdite di carico che competono al fluido quando attraversa la schiuma, dovute all'attrito.

Vanno anche calcolate le perdite dovute alla variazione di quantità di moto:

$$\Delta p_a = \frac{G^2}{\rho_l} \left[ \frac{x_{out}^2}{\varphi_{out}} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) + \frac{(1-x_{out})^2}{1-\varphi_{out}} - 1 \right] \quad (5.13)$$

<sup>9</sup> Si osservi che qui il parametro di Lockhart-Martinelli è calcolato diversamente da quanto visto nella (5.2); cambiano gli esponenti dei termini.

con  $\varphi_{out}$  la frazione di vuoto all'uscita:

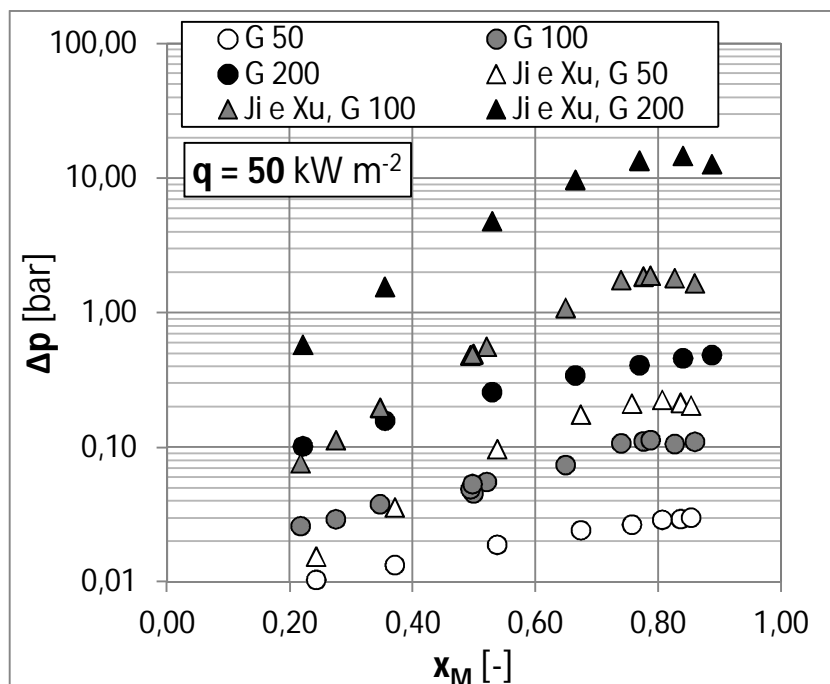
$$\varphi_{out} = \left[ 1 + \left( \frac{1 - x_{out}}{x_{out}} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1}$$

Le perdite di pressione totali si ottengono quindi, trascurando quelle per gravità (condotto orizzontale) e quelle concentrate dovute all'imbocco e sbocco del fluido in sezione, ed escludendo quelle monofase, sommando il contributo della (5.11) con quello della (5.13).

## 5.2.2 Confronto con i dati sperimentali

Vengono ora presentati i risultati ottenuti applicando il modello visto, confrontati con i risultati delle prove.

### 5.2.2.1 Flusso termico costante, portata variabile



**Fig. 5.14** Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di flusso termico, in funzione del titolo medio e al variare della portata specifica (50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ), in scala logaritmica.

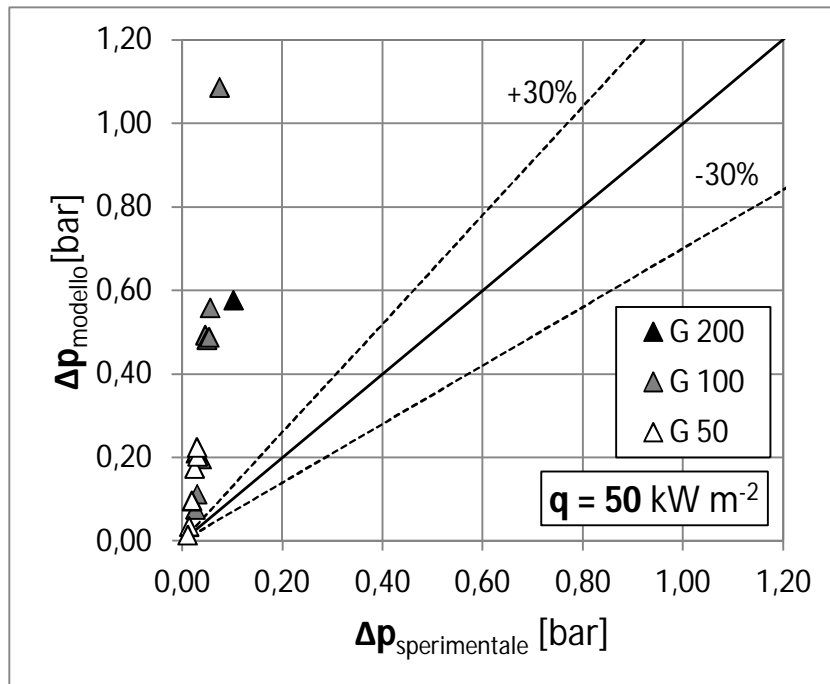


Fig. 5.15 Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di flusso termico, al variare della portata specifica (50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ).

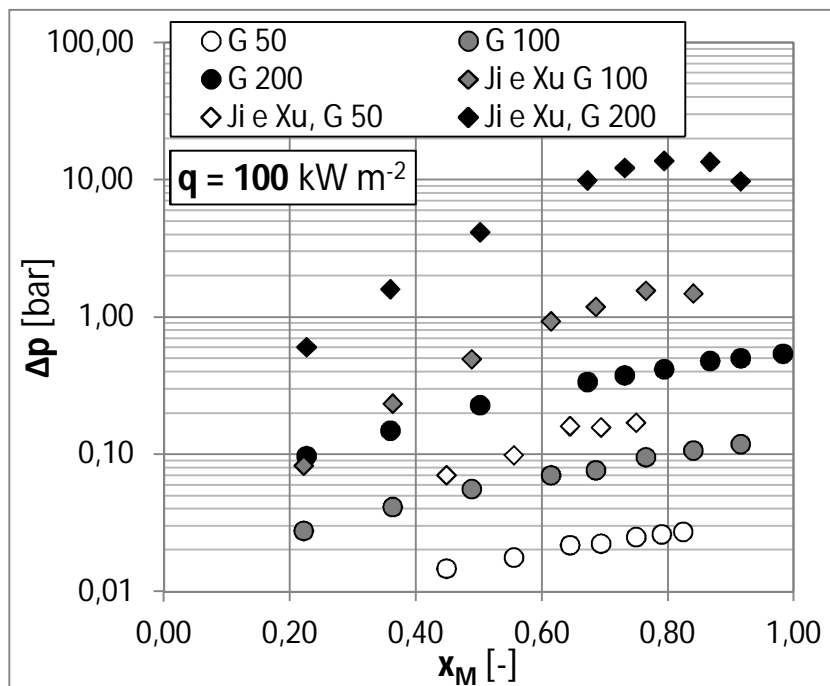


Fig. 5.16 Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di flusso termico, in funzione del titolo medio e al variare della portata specifica (50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ), in scala logaritmica.

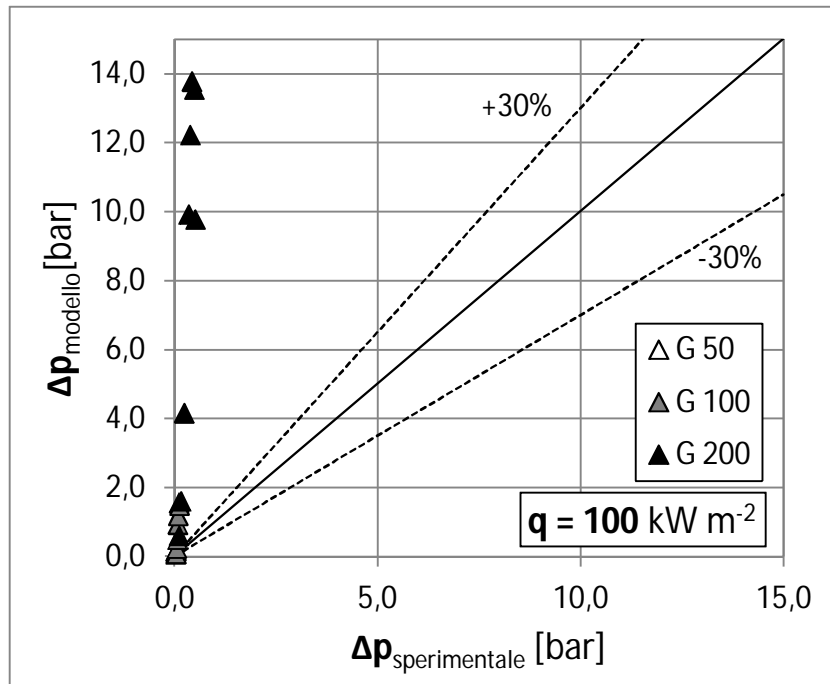


Fig. 5.17 Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di flusso termico, al variare della portata specifica (50, 100 e 200  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ).

### 5.2.2.2 Portata costante, flusso termico variabile.

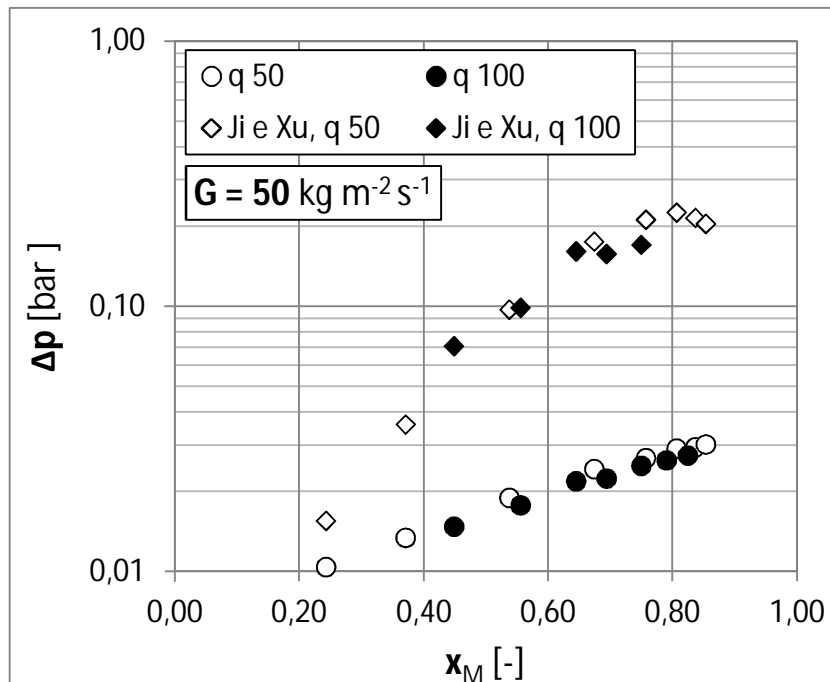


Fig. 5.18 Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di portata, in funzione del titolo medio e al variare del flusso termico (50, 100  $\text{kW m}^{-2}$ ), in scala logaritmica.

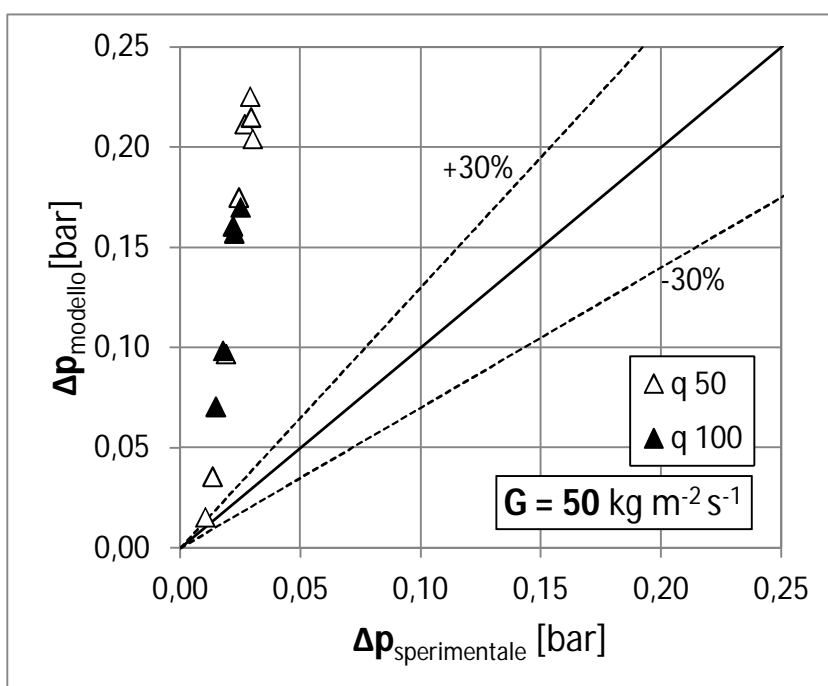


Fig. 5.19 Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di portata, al variare del flusso termico (50 e 100 kW m<sup>-2</sup>).

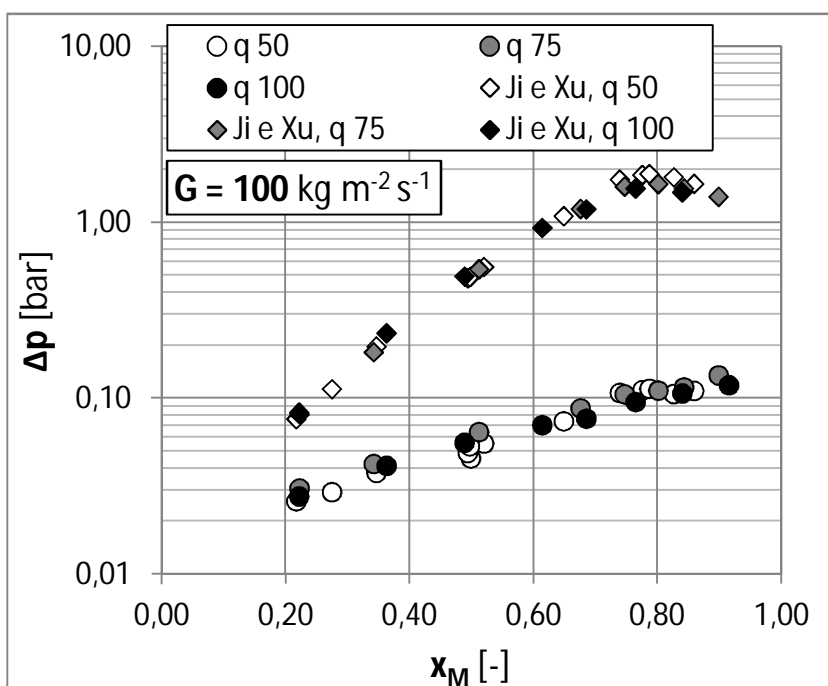


Fig. 5.20 Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di portata, in funzione del titolo medio e al variare del flusso termico (50, 100 kW m<sup>-2</sup>), in scala logaritmica.



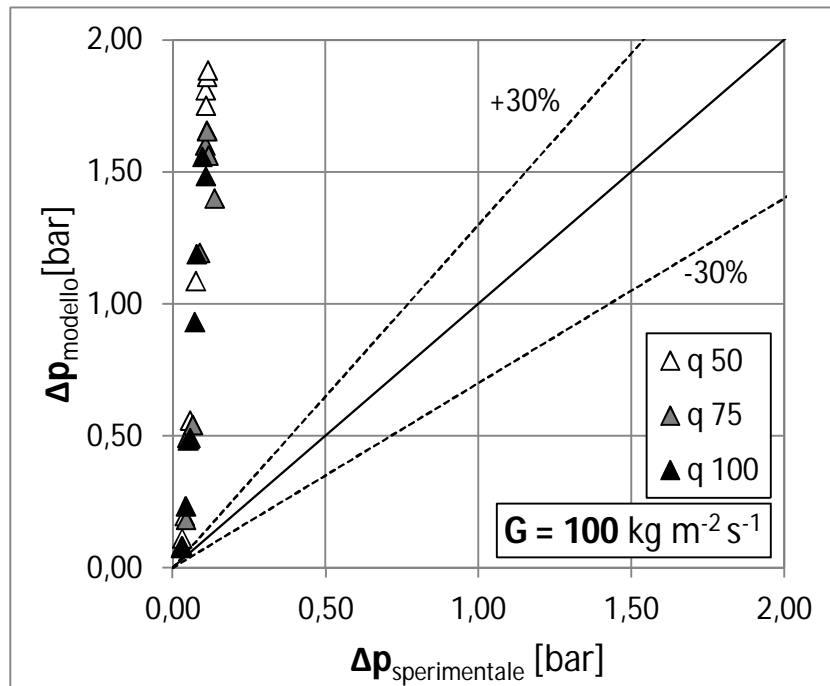


Fig. 5.21 Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di portata, al variare del flusso termico (50, 75 e 100 kW m<sup>-2</sup>).

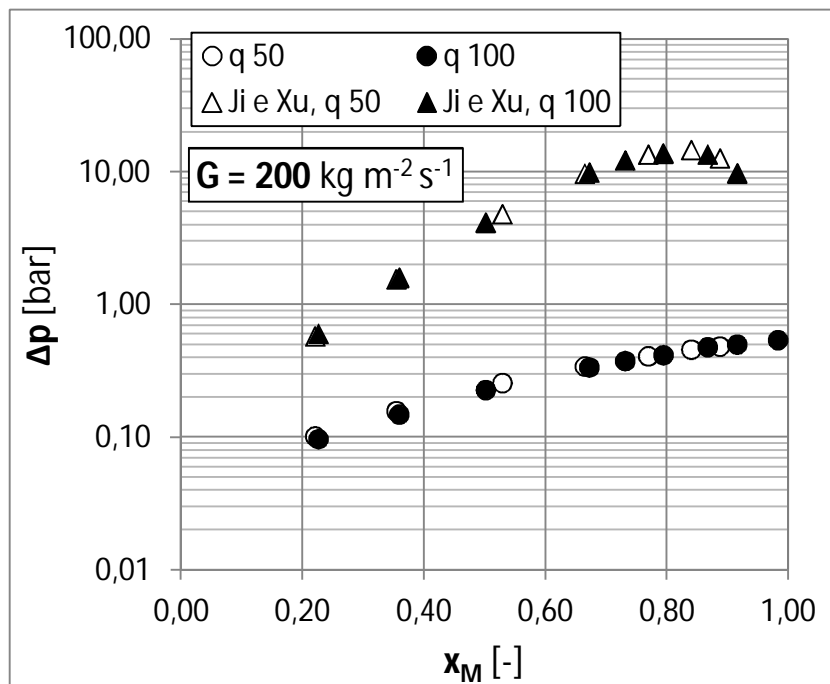
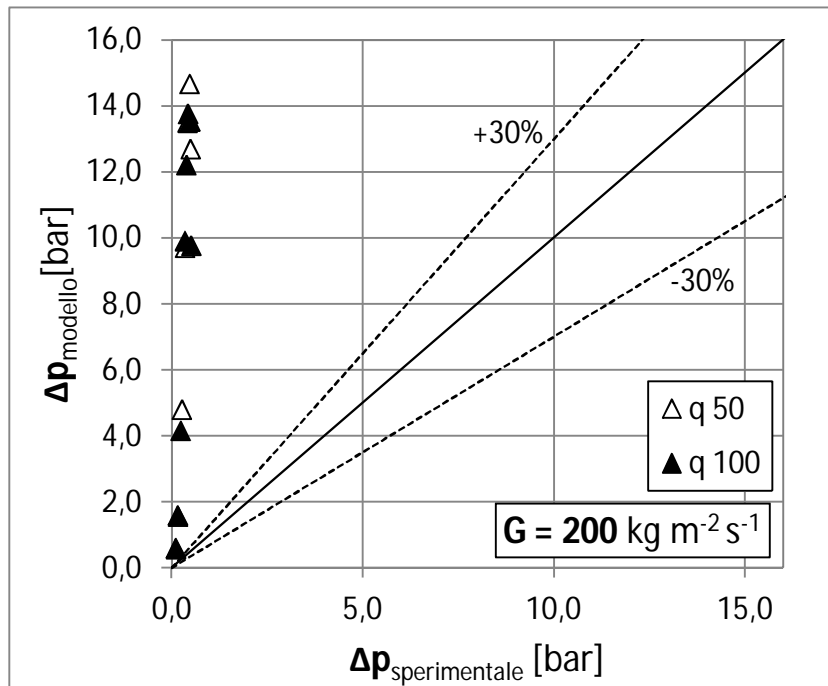


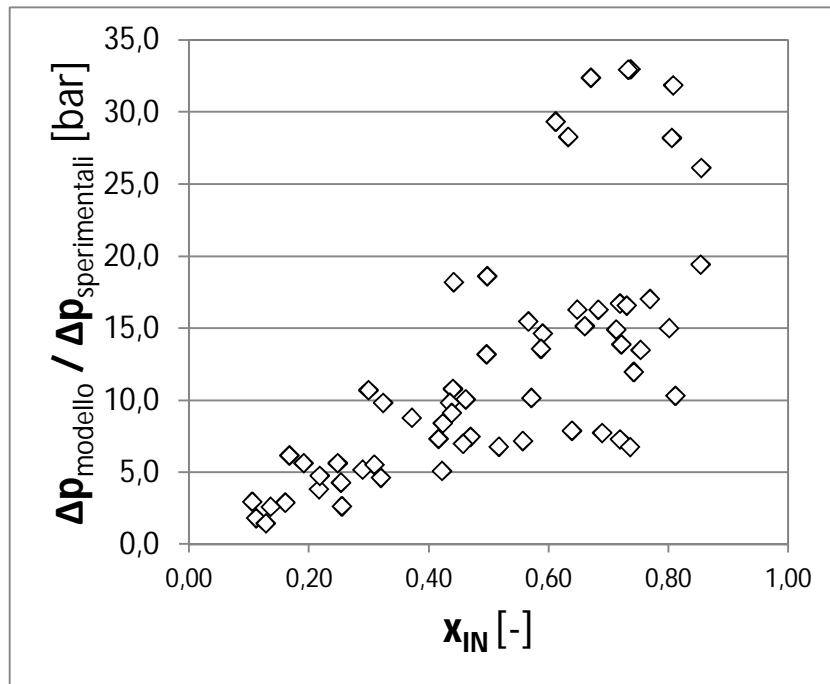
Fig. 5.22 Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di portata, in funzione del titolo medio e al variare del flusso termico (50, 100 kW m<sup>-2</sup>), in scala logaritmica.



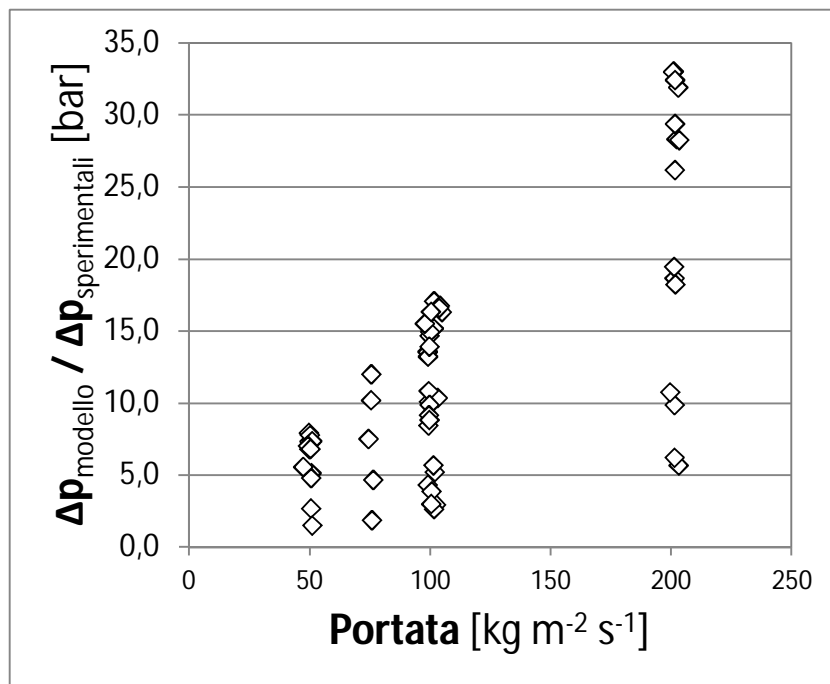
**Fig. 5.23** Perdite di carico sperimentali e perdite di carico del modello, a parità di portata, al variare del flusso termico (50, 75 e 100 kW m<sup>-2</sup>).

Come si può osservare dai grafici, i risultati non concordano con il modello, soprattutto a titoli medio-alti e a portate elevate, registrando scostamenti notevoli. Anche il flusso termico sembra influire sulla differenza tra le perdite di carico del modello e quelle sperimentali. La cosa più evidente è che il modello sovrastima abbondantemente le perdite di carico.

In Fig. 5.24, 5.25, 5.26 e 5.27 è riportato il rapporto tra le perdite di carico del modello e quelle sperimentali, in funzione del titolo di ingresso, della portata, del flusso termico e del parametro  $L_b/(x_{out} - x_{in})$ , per cercare di cogliere l'influenza che hanno questi parametri sulla sovrastima data dal modello.



**Fig. 5.24** Rapporto tra perdite di carico del modello e quelle sperimentali al variare del titolo in ingresso alla sezione.



**Fig. 5.25** Rapporto tra perdite di carico del modello e quelle sperimentali al variare della portata.

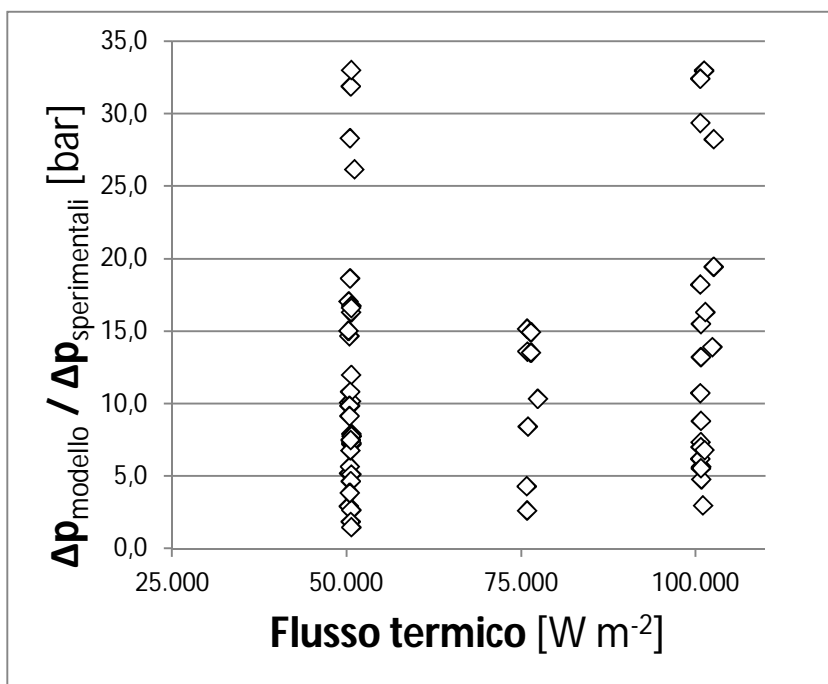


Fig. 5.26 Rapporto tra perdite di carico del modello e quelle sperimentali al variare del flusso termico.

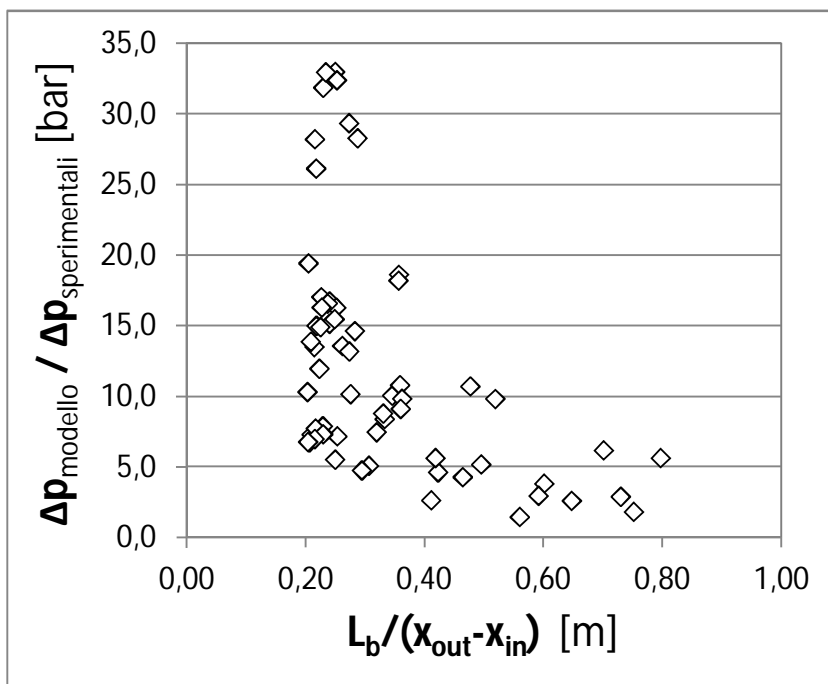


Fig. 5.27 Rapporto tra perdite di carico del modello e quelle sperimentali al variare del parametro  $L_b / (x_{\text{out}} - x_{\text{in}})$ .

Analizzando i dati e osservando i grafici si vede come i parametri visti abbiano una grande influenza sulla discordanza tra perdite di carico del modello e quelle misurate. I risultati peggiori in termini di dispersione si rilevano a portate elevate ( $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ) e titoli in ingresso elevati ( $>0,35$ ), con flussi termici elevati ( $100 \text{ kW m}^{-2}$ ). I migliori risultati invece si sono verificati a condizioni di ingresso con titolo pari a 0,1 e con portata di  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Considerando il rapporto tra perdite del modello e sperimentali, si vede ancora una volta come il modello sovrastimi maggiormente (fino a 30 volte!) le perdite di carico.

La discrepanza tra modello e risultati ottenuti probabilmente è dovuta ad una serie di differenze nelle condizioni operative e nei parametri utilizzati in questo lavoro rispetto a quelle utilizzate per ricavare il modello:

- parametro  $L_b$ : nel modello viene calcolato sottraendo alla lunghezza totale della schiume la quota parte che serve al fluido per portarsi da condizioni sottoraffreddate a condizioni di titolo nullo. Nell'implementare il modello per le prove sperimentali si è assunta invece la lunghezza totale della schiuma, non entrando in condizioni sotto raffreddate;
- condizioni di ingresso: come già accennato, Ji e Xu [5] entrano con acqua in condizioni sottoraffreddate; non è così nel nostro caso.;
- caratteristiche della schiuma e dimensioni del provino: le equazioni del modello sono state ricavate utilizzando schiume con 30, 60 e 90 PPI, mentre la schiuma oggetto delle prove di questa tesi presenta una densità lineare di 5 PPI. La dimensione dei pori potrebbe influire sulle previsioni, in quanto a 5 PPI le perdite di carico risultano minori rispetto a schiume con PPI più elevati (pori più grandi e minor numero di fibre che ostacolano il fluido). Anche se il modello tiene in considerazione l'effetto del numero di PPI delle schiume (si veda la formulazione del parametro C), probabilmente schiume con un valore di PPI così basso rispetto a quello utilizzato da Ji e Xu non sono ben rappresentate dai parametri utilizzati nella formulazione delle correlazioni. Anche il valore di porosità tra le schiume del modello e quella utilizzata nelle nostre prove sperimentali è differente, rispettivamente 0,88 contro 0,93.

- Inoltre le schiume utilizzate nel modello presentano dimensioni di 52x8x3 mm, contro i 200x10x5 mm della schiuma utilizzata in queste prove;
- titoli in uscita: Ji e Xu [5] registrano valori massimi in uscita pari a 0,4÷0,5 (si è dedotto questo valore dai loro grafici), mentre nelle prove svolte in questa tesi si raggiungono valori anche ben più elevati, uscendo prossimi a condizioni di vapore saturo secco. Nel calcolo delle perdite di carico da imputare al modello sono stati comunque esclusi quei punti che registravano un titolo di uscita superiore a 0,96.
  - flusso termico: utilizzando acqua come fluido, i flussi termici raggiunti da Ji e Xu [5] sono molto elevati rispetto a quelli utilizzati nel nostro caso. Dai loro grafici [5] si osserva come i valori del flusso termico imposto coprano un intervallo che va dai 150 ai 1200 kW m<sup>-2</sup>, contro il nostro flusso termico massimo di 100 kW m<sup>-2</sup>.

Il modello risulta applicabile, nel nostro caso, solo a titoli in ingresso non superiori a 0,15 e con portate di 50 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. Purtroppo i dati a queste condizioni in ingresso non sono molti, restando perciò questa un'ipotesi valida ma da verificare con un maggior numero di prove. Studi futuri potrebbero concentrare l'attenzione sulla scelta della lunghezza  $L_b$ , da considerare nel nostro caso, valutando se cambiandola (non un valore costante come è stato assunto nei calcoli svolti) il modello può essere applicabile anche a titoli in ingresso più elevati.

# Conclusioni

---

Il lavoro svolto in questa tesi ha riguardato lo studio dello scambio termico e delle perdite di carico durante la vaporizzazione di R134a, in convezione forzata bifase attraverso una schiuma di rame.

A questo scopo è stata realizzata la sezione sperimentale; essa è costituita da un blocco in Misoglass1, un materiale isolante sia dal punto di vista termico che elettrico nel quale è stata ricavata la sede per la schiuma, racchiusa tra due piastre in acciaio. La schiuma oggetto delle prove è in rame presenta 5 pori per indice lineare (PPI) e una porosità del 93%; viene riscaldata dal basso attraverso una resistenza elettrica opportunamente alimentata.

Una volta assemblata la sezione sono state necessarie delle prove di tenuta prima di procedere alla carica del circuito con il refrigerante: si sono condotte prove di tenuta alla pressione con azoto e in vuoto, che hanno confermato la buona tenuta della sezione e di tutto l'impianto.

È stato integrato il nuovo sistema di acquisizione dati del NIST e si è realizzata l'interfaccia adatta all'acquisizione mediante il software LabVIEW™.

È stato necessario effettuare anche delle prove in vuoto per verificare l'adiabaticità della sezione, al fine di essere sicuri che la potenza termica fornita alla schiuma attraverso la resistenza fosse trasmessa completamente al fluido. Anche se il materiale è un buon isolante termico, sono comunque presenti delle perdite: è stata ricavata una relazione, funzione della temperatura media di parete della schiuma, che permette di conoscere la potenza fornita effettivamente al fluido, al netto delle dispersioni.

Le prove sperimentali hanno riguardato il deflusso in regime bifase al variare della portata e del flusso termico. Si sono investigati valori di portata specifica pari a 50, 100 e 200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> e valori di flusso termico pari a 50, 75 e 100 kW m<sup>-2</sup>. Si è ottenuto che per una data portata ed un dato flusso termico il coefficiente di scambio termico

presenta un andamento crescente all'aumentare del titolo, presenta un massimo e poi registra un crollo, in corrispondenza del verificarsi del fenomeno di *dryout*.

Per quanto riguarda l'effetto della portata si è visto come all'aumentare della portata aumenta il coefficiente di scambio termico, registrando un netto aumento in corrispondenza dei  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ : questo fatto è dovuto alle caratteristiche della schiuma, che in convezione forzata a quel valore di portata fa risentire il suo effetto miscelatore tra le fasi liquida e vapore.

L'aumento della portata influisce anche sulle perdite di carico, ad esempio per valori di titolo medio pari a 0,7 (precedenti al *dryout*) si registrano perdite di carico pari a  $1,1 \text{ bar m}^{-1}$  per portata di  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , per scendere a valori di circa  $0,1 \text{ bar m}^{-1}$  in corrispondenza della portata di  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ : si tratta di un ordine di grandezza.

Per quanto riguarda invece l'effetto del flusso termico sul coefficiente di scambio, a parità di portata, si è visto come questo aumenti all'aumentare della potenza termica fornita alla schiuma. All'aumentare del flusso termico il titolo medio alla quale si verifica il *dryout* diminuisce.

Le perdite di carico invece non registrano particolari dipendenze dal flusso termico, arrivando a concludere che sono da esso indipendenti.

Si è voluto poi confrontare i risultati ottenuti con dei modelli relativi allo scambio termico in tubi lisci e a perdite di pressione in schiume di rame.

Per il coefficiente di scambio termico in tubi lisci si è fatto riferimento ai modelli proposti da Gungor e Winterton [16] e da Shah [17]: è risultato che il coefficiente è maggiore nella schiuma, non è però possibile quantificare l'aumento. Il rapporto infatti tra coefficiente della schiuma e tubo liscio calcolato con Gungor varia da 2 a 4, mentre con Shah varia da 5 a 15. Le differenze risiedono nella diversità dei modelli e nel campo di validità della loro applicazione, per questi motivi queste correlazioni sono state utilizzate al solo scopo di avere informazioni qualitative sull'effettivo beneficio apportato dalla schiuma allo scambio termico. Per avere informazioni quantitative più precise sarebbe opportuno poter realizzare le stesse prove effettuate per la schiuma facendo percorrere all'R134a un canale di rame liscio di uguali dimensioni, e ricavare così i valori dello scambio termico e delle perdite di carico.



La correlazione proposta da Ji e Xu [5] riguardante invece le perdite di carico nelle schiume di rame ha messo in evidenza come tale modello non sia applicabile alle nostre condizioni, eccezione fatta per pochi valori in corrispondenza a bassi titoli di ingresso, basse portate e bassi flussi termici. È risultato infatti come la dipendenza tra le perdite di carico fornite dal modello e quelle sperimentali sia fortemente legata al valore del titolo in ingresso alla sezione, alla portata, al flusso termico e alla definizione di alcune costanti. Le discrepanze tra modello e risultati sono state ipotizzate essere dovute a diversi fattori, tra cui: valore del parametro rappresentativo della lunghezza in cui avviene la vaporizzazione, condizioni di ingresso dell'R134a, caratteristiche della schiuma nonché le dimensioni del provino, campo di variabilità del titolo e del flusso termico.

In merito a possibili sviluppi futuri, sicuramente vi è la necessità di conoscere il comportamento tenuto da altri fluidi; si potrà poi valutare quale sia il più adeguato per gli scopi prefissati, a parità di schiuma impiegata, nonché tentare di implementare dei modelli adatti a schiume di questo tipo.

Sarebbe interessante avviare anche un'indagine sperimentale riguardante lo scambio termico in un canale di rame liscio avente la stessa sezione e le stesse dimensioni della schiuma, rendendo così possibile un confronto diretto tra schiuma e canale liscio, sia in termini di coefficiente di scambio termico che in termini di perdite di carico, svincolandosi così da modelli che non rappresentano pienamente le condizioni operative. Di sicuro comunque le schiume di rame, per quanto si è potuto apprezzare nel lavoro svolto in questa tesi, rappresentano un valido mezzo per scambiare calore in spazi ristretti, seppur accompagnate da perdite di carico consistenti.



# Nomenclatura

---

$A$	sezione di deflusso [ m <sup>2</sup> ]
$A_{base}$	area di base della sezione [ m <sup>2</sup> ]
$A_d$	area trasversale di deflusso della sezione [ m <sup>2</sup> ]
$Bo$	numero di boiling [ - ]
$c_p$	calore specifico a pressione costante [ kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$c_{p,H2O}$	calore specifico dell'acqua a pressione costante [ kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$d$	diametro del tubo [ m ]
$d_h$	diametro idraulico [ m ]
$Fr_l$	numero di Froude del liquido [ - ]
$G$	portata di massa specifica [ kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$g$	accelerazione di gravità [ m s <sup>-2</sup> ]
$h$	entalpia specifica [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$h_{ls}$	entalpia del liquido saturo [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$h_{R134a,ls}$	entalpia dell'R134a, relativa al liquido saturo [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$h_{R134a,vs}$	entalpia dell'R134a, relativa al vapore saturo secco [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$h_{R134a,sez,IN}$	entalpia dell'R134a all'ingresso della sezione [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$h_{R134a,sez,OUT}$	entalpia dell'R134a all'uscita della sezione [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$h_{R134a,pre,IN}$	entalpia dell'R134a all'ingresso del precondensatore [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$h_{R134a,pre,OUT}$	entalpia dell'R134a all'uscita del precondensatore [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{H2O,pre}$	portata di massa dell'acqua al precondensatore [ kg s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{R134a}$	portata di massa dell'R134a [ kg s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_v$	portata di massa della fase vapore [ kg s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_l$	portata di massa della fase liquida [ kg s <sup>-1</sup> ]
$i_R$	incertezza di ripetibilità
$N$	numero di campioni

$M$	massa molecolare [ kg kmol <sup>-1</sup> ]
$p_{sez,OUT}$	pressione dell'R134a in uscita dalla sezione [ bar ]
$p_{sez,IN}$	pressione dell'R134a in ingresso dalla sezione [ bar ]
$P_{el}$	potenza elettrica [ W ]
$P_{el,d}$	potenza elettrica dissipata [ W ]
$P_{el,c}$	potenza elettrica corretta [ W ]
$Pr_l$	numero di Prandtl del liquido [ - ]
$q$	potenza termica [ W ]
$q_{pre}$	potenza termica scambiata al precondensatore [ W ]
$q_{sez}$	potenza termica fornita alla sezione [ W ]
$\hat{q}$	flusso termico specifico (indicato con q nei grafici) [ kW m <sup>-2</sup> ]
$Re_l$	numero di Reynolds del liquido [ - ]
$r$	calore di vaporizzazione [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$\bar{r}$	calore di vaporizzazione medio [ kJ kg <sup>-1</sup> ]
$t$	parametro di Student
$t_{H2O,pre,IN}$	temperatura dell'acqua in ingresso al precondensatore [ °C ]
$t_{H2O,pre,OUT}$	temperatura dell'acqua in uscita dal precondensatore [ °C ]
$t_p$	temperatura di parete [ °C ]
$\bar{t}_p$	temperatura media di parete della sezione [ °C ]
$t_{sat}$	temperatura di saturazione [ °C ]
$\bar{t}_{sat}$	temperatura di saturazione media [ °C ]
$X_{tt}$	parametro di Martinelli nella correlazione di Gungor e Winterton [ - ]
$x$	titolo del vapore [ - ]
$x_{IN}$	titolo in ingresso alla sezione [ - ]
$x_M$	titolo medio della sezione [ - ]
$x_{OUT}$	titolo in uscita alla sezione [ - ]
$\bar{x}$	valore medio di un parametro (non necessariamente il titolo)

### **Simboli greci**

$\alpha$	coefficiente di scambio termico [ W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_{Gungor}$	coefficiente di scambio termico secondo Gungor [ W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]

$\alpha_l$	coefficiente di scambio termico del liquido (5.4) [ W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_{pool}$	coefficiente di scambio termico dovuto al pool boiling (5.1) [ W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_{Shah}$	coefficiente di scambio termico secondo Shah [ W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\Delta p$	perdite di pressione [ bar ]
$\Delta x$	differenza di titolo [ - ]
$\Delta t$	differenza di temperatura [ °C ]
$\varepsilon$	frazione di vuoto [ - ]
$\theta_i$	indice di sensibilità
$\lambda_l$	conduttività termica del liquido [ W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\mu_l$	viscosità dinamica del liquido [ Pa s <sup>-1</sup> ]
$\mu_v$	viscosità dinamica del vapore [ Pa s <sup>-1</sup> ]
$\rho^*$	densità della schiuma [ kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho_l$	densità del liquido [kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho_r$	densità relativa [ - ]
$\rho_s$	densità del solido metallico [kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho_v$	densità del vapore [kg m <sup>-3</sup> ]
$\sigma$	scarto quadratico medio



# Bibliografia

---

- [1] L. Rossetto, *Dispense del corso di Termodinamica applicata*, 2010.
- [2] C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo, *Trasmissione del calore*, Cleup, 1992.
- [3] S. Witharana, *Boiling of refrigerants on enhanced surfaces and boiling in nanofluids*, Licentiate Thesis, The Royal Institute of Technology, Stoccolma, 2003.
- [4] M. Salvatore, *Nuovo impianto sperimentale per la vaporizzazione di fluidi refrigeranti in schiume metalliche*, Università di Padova, a.a. 2011-2012.
- [5] X. Ji, J. Xu, *Experimental study on the two-phase pressure drop in copper foams*, Int. J. Heat Mass Transfer, 48: 153-164, 2012.
- [6] C.Y. Zhao, *Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells*, Int. J. Heat Mass Transfer, 55: 3618-3632, 2012.
- [7] S. Mancin, C. Zilio, L. Rossetto, A. Cavallini, *Heat transfer performance of aluminum foams*, J. Heat Transfer, 133, 2011.
- [8] S. Mancin, C. Zilio, L. Rossetto, A. Cavallini, *Foam height effects on heat transfer performance of 20 ppi aluminum foams*, Appl. Therm. Eng., 49: 55-60, 2012.
- [9] C. T'Joen, P. De Jaeger, H. Huisseune, S. Van Herzeele, N. Vorst, M. De Paepe, *Thermo-hydraulic study of a single row heat exchanger consisting of metal foam covered round tubes*, Int. J. Heat Mass Transfer, 53:3262–3274, 2010.
- [10] K. Boomsma, D. Poulikakos, F. Zwick, *Metal foams as compact high performance heat exchangers*, Mechanics of Materials, 35: 1161–1176, 2003.
- [11] S.Y. Kim, B.H. Kang, J.-H. Kim, *Forced convection from aluminum foam materials in an asymmetrically heated channel*, Int. J. Heat Mass Transfer, 44:1451–1454, 2001.
- [12] M. Bai, J.N. Chung, *Analytical and numerical prediction of heat transfer and pressure drop in open-cell metal foams*, Int. J. Thermal Sciences, 50: 869-880, 2011.

- [13] V.V. Calmidi, R.L. Mahajan, *Forced convection in high porosity metal foams*, J. Heat Transf., 122: 557-565, 2000.
- [14] D.W. Kim, A. Bar-Cohen, B. Han, *Forced convection and flow boiling of a dielectric liquid in a foam-filled channel*, Proc. 11<sup>th</sup> Intersoc. C. Thermal T., ITherm 11, 86-94, 2008.
- [15] C.Y. Zhao, W. Lu, S.A. Tassou, *Flow Boiling Heat Transfer in Horizontal Metal-Foam Tubes*, J. Heat Transf., 131:121002 - 1-8, 2009.
- [16] K.E. Gungor, R.H.S. Winterton, *A general correlation for flow boiling in tubes and annuli*, Int. J. Heat Mass Transfer, 29:351-358, 1986.
- [17] M.M. Shah, *Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study*, ASHRAE Trans. 2673, 185-196, 1982.
- [18] H.Y. Li, K.C. Leong, *Experimental and numerical study of single and two-phase flow and heat transfer in aluminum foams*, Int. J. Heat Mass Transfer, 54:4904-4912, 2011.
- [19] G. Fanti, *Appunti di misure meccaniche e termiche*, Ed. Libreria Progetto, Padova, 2010.
- [20] [http://www.ing.unitn.it/~colombo/SCHIUME\\_METALLICHE/web/schiume/foamhome.htm](http://www.ing.unitn.it/~colombo/SCHIUME_METALLICHE/web/schiume/foamhome.htm)
- [21] <http://www.ergaerospace.com>
- [22] <http://www.misolet.it/pdf/misoglass1.pdf>
- [23] <http://italy.ni.com/>
- [24] LabVIEW™ 2011, National Instruments
- [25] REFPROP, Versione 9.0, NIST



# Ringraziamenti

*Desidero ringraziare la Prof.ssa Luisa Rossetto, il Prof. Luca Doretti, l'Ing. Simone Mancin e l'Ing. Andrea Diani per la disponibilità e l'aiuto mostratomi in questi mesi trascorsi presso il laboratorio del dipartimento. È stata un'esperienza molto positiva e lasciatemelo scrivere, avete proprio un bel gruppo di lavoro.*

*Un grazie alla mia famiglia per avermi sempre sostenuto, un grazie a Chiara e a tutti i miei amici...*

*...e dopo tanti anni di studio finalmente posso dire di aver finito...*

*Un grazie a tutti.*