

# Ricerca di Sistema elettrico



LA3.17 - Scambio termico: Analisi dati e modellizzazione dello scambio termico bifase e delle perdite di carico di un circuito bifase

Gianfranco Caruso, Fabio Riccardi, Fabio Bisegna

## LA 3.17 - SCAMBIO TERMICO: ANALISI DATI E MODELLIZZAZIONE DELLO SCAMBIO TERMICO BIFASE E DELLE PERDITE DI CARICO DI UN CIRCUITO BIFASE

G. Caruso, F. Riccardi, F. Bisegna (Dipartimento di Ingegneria Astronautica, Elettrica, Energetica - DIAEE, Sapienza Università di Roma)

Dicembre 2024

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dell'Ambiente e della Sicurezza Energetica - ENEA Piano Triennale di Realizzazione 2022-2024

Obiettivo: Decarbonizzazione

Progetto: Tema di ricerca 1.7 - Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Linea di attività: 3.17

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work Package: Fernando, Ortenzi, ENEA

Responsabile Linea di Attività: Gianfranco Caruso (*DIAEE, Sapienza Università di Roma*)

Mese inizio previsto: 19

Mese inizio effettivo: 19

Mese fine previsto: 36

Mese fine effettivo: 36

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione: "ENEA-Sapienza (DIAEE)"

Responsabile scientifico ENEA: Giuseppe Zummo

Responsabile scientifico Co-beneficiario: Gianfranco Caruso

## Indice

1	Risultati attesi .....	4
2	Risultati ottenuti.....	5
3	Prodotti attesi .....	6
4	Prodotti sviluppati .....	7
5	Analisi degli scostamenti su attività e risultati.....	8
6	Sintesi delle attività svolte .....	9
7	Dettaglio delle attività svolte.....	10
7.1	Interpretazione fisica dei risultati sperimentali ottenuti .....	10
7.2	Effetti della dimensione del canale sullo scambio termico.....	13
7.3	Predizione del coefficiente di scambio termico.....	14
7.3.1	Cooper.....	14
7.3.2	Bertsch et al.....	14
7.3.3	Tran et al. ....	14
7.3.4	Li and Wu .....	15
7.4	Correlazione empirica valida per gli evaporatori studiati.....	16
7.5	Andamento della caduta di pressione.....	17
7.6	Trattamento superficiale .....	19
7.7	Effetti del trattamento sul coefficiente di scambio e sulla caduta di pressione .....	21
8	Contributo delle eventuali consulenze alle attività sopra descritte.....	23
9	Pubblicazioni scientifiche.....	24
10	Eventi di disseminazione .....	25

## Indice delle figure

Figura 1: Coefficienti di scambio termico sperimentali al variare della pressione.....	10
Figura 2: Coefficienti di scambio termico sperimentali in funzione della portata specifica .	10
Figura 3: Andamento dell'energia specifica assorbita da un flusso bifase diabatico .....	12
Figura 4: Distribuzione della temperatura su una superficie alettata riscaldata uniformemente dalla base .....	13
Figura 5: Diagrammi di comparazione delle prestazioni delle correlazioni nell'evaporatore alettato con diametro idraulico di 1.15 mm .....	15
Figura 6: Diagrammi di comparazione delle prestazioni delle correlazioni nell'evaporatore alettato con diametro idraulico di 2.09 mm.....	16
Figura 7: Scatter Plot della correlazione empirica ricavata.....	17
Figura 8: Andamento della caduta di pressione sulla sezione di prova nel canale con diametro idraulico di 1.15 mm (a sinistra) e di 2.09 mm (a destra) .....	18
Figura 9: Diagrammi di comparazione metodi di predizione delle cadute di pressione in regime bifase, nell'evaporatore con diametro idraulico 1.15 mm.....	19
Figura 10: Diagrammi di comparazione metodi di predizione delle cadute di pressione in regime bifase, nell'evaporatore con diametro idraulico 2.09 mm .....	19
Figura 11: Dettaglio del fondo del canale prima e dopo il trattamento galvanico .....	20
Figura 12: Dettaglio delle cavità e stima delle dimensioni della bocca dei crateri .....	20
Figura 13: Curve di ebollizione satura con e senza trattamento .....	21
Figura 14: Influenza del trattamento superficiale sulle cadute di pressione .....	22

## Indice delle tabelle

## 1 Risultati attesi

- Analisi dei dati sperimentali ricavati dai test condotti sull'impianto EMOTICONS;
- Interpretazione fisica dei risultati ottenuti dalle analisi dei dati;
- Verifica della predicibilità del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico in regime di ebollizione in convezione forzata all'interno di mini e micro-canali, mediante correlazioni e modelli empirici esistenti.
- Esecuzione di un trattamento ad hoc sulle superfici di scambio, allo scopo di aumentarne la rugosità.
- Verifica dell'aumentata capacità di scambio degli evaporatori trattati e confronto delle curve di ebollizione satura con i valori relativi agli evaporatori non trattati.

## 2 Risultati ottenuti

- Selezione di alcuni modelli empirici adatti alla predizione del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico all'interno dei canali.
- Validazione sperimentale del metodo utilizzato per i trattamenti superficiali effettuato allo scopo di aumentare i siti di nucleazione del vapore e, dunque, il valore del coefficiente di scambio complessivo all'interno dello scambiatore alettato.
- Ottenimento di una correlazione empirica di predizione del coefficiente di scambio termico valida sui dati sperimentali.

I sistemi di raffreddamento bifase hanno la potenzialità di sostituire gli attuali sistemi di raffreddamento migliorandone l'efficienza complessiva e portando alla comunità intera notevoli vantaggi in termini di risparmio energetico e di uso efficiente dell'energia. Per ottenere tali risultati è però imprescindibile comprenderne il comportamento e saperne prevedere il funzionamento

### 3 Prodotti attesi

- Report riassuntivo dell'attività, contenente:
  - Grafici per la descrizione delle prestazioni delle correlazioni e dei modelli disponibili in letteratura provati sui dati sperimentali;
  - Discussione sulle prestazioni della nuova correlazione di scambio termico sviluppata.

## 4 Prodotti sviluppati

- Report riassuntivo dell'attività, contenente:
  - Grafici per la descrizione delle prestazioni delle correlazioni e dei modelli disponibili in letteratura provati sui dati sperimentali;
  - Discussione sulle prestazioni della nuova correlazione di scambio termico sviluppata;
  - Validazione sperimentale del metodo utilizzato per i trattamenti superficiali effettuato allo scopo di aumentare i siti di nucleazione del vapore e, dunque, il valore del coefficiente di scambio complessivo all'interno dello scambiatore alettato.

## 5 Analisi degli scostamenti su attività e risultati

Non sono stati riscontrati scostamenti dalle attività previste dal capitolato.

## 6 Sintesi delle attività svolte

È stata svolta un'attività di ricerca atta a modellizzare lo scambio termico e le perdite di carico in regime di ebollizione in convezione forzata all'interno di scambiatori alettati. È stato inoltre svolto un lavoro di approfondimento della letteratura scientifica riguardante gli effetti della ridotta dimensione dei canali sullo sviluppo dell'ebollizione, sui regimi di flusso e sul coefficiente di scambio termico, oltreché sulle perdite di carico del sistema studiato. È stato provato e messo a punto, mediante prove ripetute, un trattamento superficiale dell'evaporatore allo scopo di aumentare la rugosità delle superfici di scambio, aumentando conseguentemente la superficie di intimo contatto tra fluido e parete riscaldata ed al contempo anche il numero dei siti di nucleazione delle bolle di vapore. I dati riguardanti le prestazioni di scambio termico degli evaporatori trattati sono poi stati analizzati e comparati a quelli degli evaporatori non trattati, per evidenziarne l'aumentata efficienza. Diversi modelli empirici sono infine stati testati per entrambi gli evaporatori per verificarne l'applicabilità e l'accuratezza.

## 7 Dettaglio delle attività svolte

### 7.1 Interpretazione fisica dei risultati sperimentali ottenuti

Dai dati sperimentali raccolti durante la campagna di test condotti sull'impianto EMOTICONS, è emerso il seguente andamento del coefficiente di scambio termico

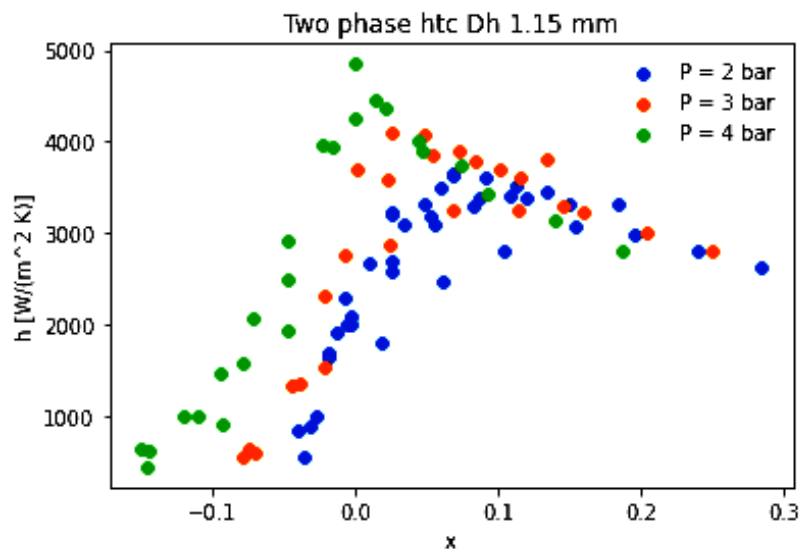


Figura 1: Coefficienti di scambio termico sperimentali al variare della pressione

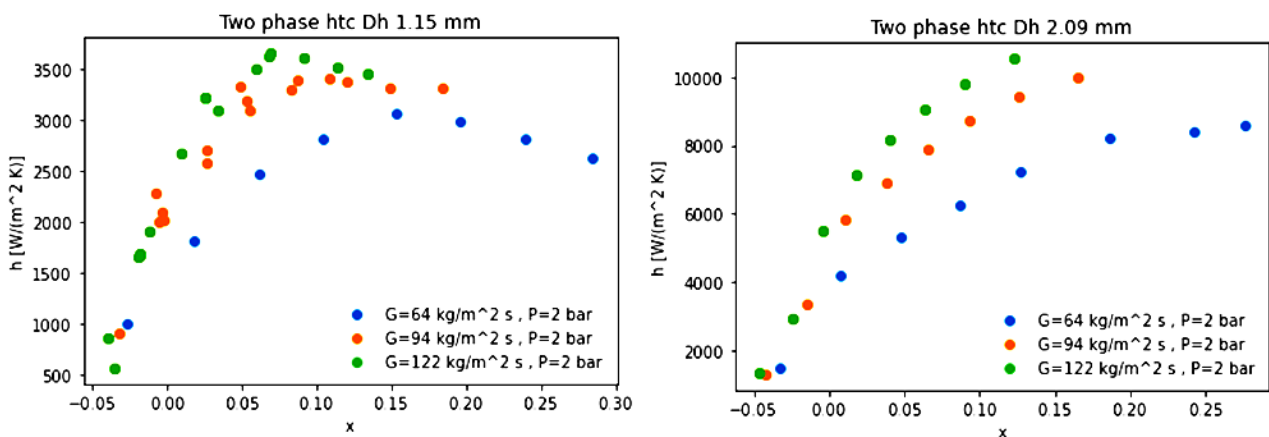


Figura 2: Coefficienti di scambio termico sperimentali in funzione della portata specifica

Dai grafici riportati in Figura 1 ed in Figura 2 si possono fare le seguenti osservazioni:

- Il coefficiente di scambio termico aumenta primariamente all'aumentare della pressione di saturazione;
- A parità di pressione il coefficiente di scambio termico aumenta all'aumentare del titolo termodinamico, per poi diminuire;
- A parità di pressione e di titolo, il coefficiente di scambio termico aumenta all'aumentare della portata specifica  $G$  all'interno del canale;
- Nell'evaporatore con diametro idraulico minore, il coefficiente di scambio termico è inferiore rispetto a quello con i canali più larghi;

Tali osservazioni possono essere fisicamente interpretate come segue:

#### 1. AUMENTO DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO ALL'AUMENTARE DELLA PRESSIONE E DEL TITOLO

È un risultato noto nella letteratura scientifica del settore ed è riscontrato in quasi tutti gli esperimenti condotti in apparati simili a quello oggetto di studio. Il fenomeno può essere interpretato valutando l'andamento dell'energia specifica assorbita dal fluido durante la transizione di fase. Infatti tale quantità è esprimibile come:

$$\frac{\dot{q}}{\dot{m}} = x_{out} \cdot h_{fg}$$

In cui si vede come l'energia specifica aumenta all'aumentare del titolo. Tuttavia esiste una limitazione al titolo massico di uscita dovuta all'instaurarsi della crisi termica, che nei mini-canali avviene principalmente per *dryout* delle pareti. Infatti, all'aumentare della quantità di vapore circolante, diminuisce rispettivamente la quantità di liquido e, considerando che è l'evaporazione di quest'ultimo a contatto con la parete a sottrarre il calore, quando il film di liquido diviene troppo sottile, esso può discostarsi totalmente dalla parete, venendo trascinato via dal vapore sotto forma di *droplets*. Tale evento conduce ad una ciclica e progressivamente più perdurante asciugatura delle pareti del canale, determinandone il surriscaldamento. Il parametro importante per determinare l'effettiva quantità di vapore all'interno del canale è la frazione di vuoto  $\alpha$ , che, nell'ipotesi di equilibrio dinamico delle fasi, coincide con il titolo volumetrico  $x_v$ . Riscrivendo l'energia specifica assorbita in funzione del titolo volumetrico, si ricava l'espressione:

$$\frac{\dot{q}}{\dot{m}} = \frac{h_{fg}}{1 + \left( \frac{1 - x_{v\limite}}{x_{v\limite}} \right) \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{-1}}$$

Assegnando come valore di soglia del titolo volumetrico 0.8 e 0.9, e diagrammando l'andamento dell'energia specifica assorbita in funzione della pressione per il fluido R245fa, si ottiene il seguente andamento (Figura 3).

## Energia specifica assorbita dal fluido R245fa

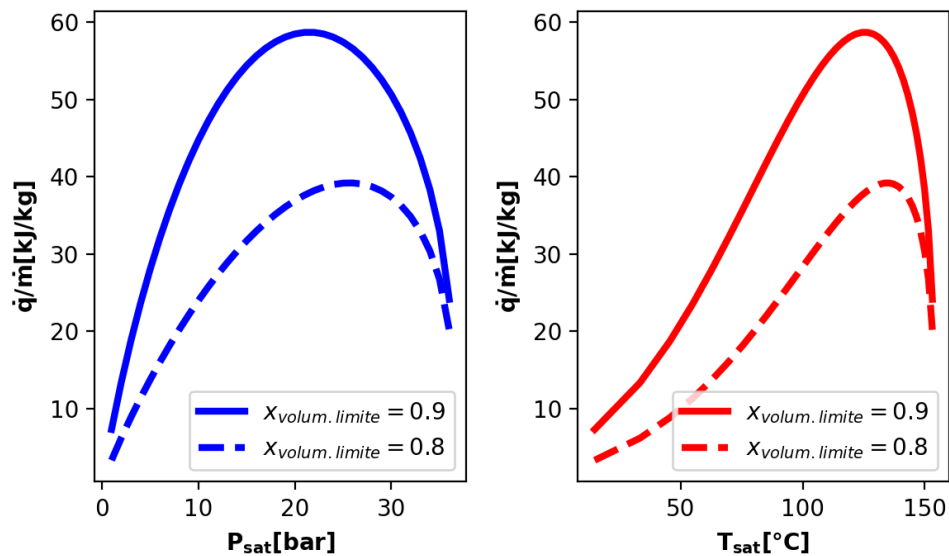


Figura 3: Andamento dell'energia specifica assorbita da un flusso bifase diabatico

Dai grafici si vede come all'aumentare della pressione, l'energia specifica dapprima aumenti (prevale l'effetto dell'aumentata densità del vapore), per poi raggiungere un massimo e diminuire in prossimità della pressione critica (prevale la riduzione del calore latente di evaporazione). Questo andamento giustifica i risultati ottenuti sperimentalmente.

### 2. AUMENTO DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO ALL'AUMENTARE DELLA PORTATA SPECIFICA

Anche questo è un fenomeno in linea con quanto documentato in letteratura, e si giustifica considerando il coefficiente di scambio termico in *flow boiling* come la somma di una componente dovuta alla pura ebollizione e di una dovuta alla convezione forzata delle due fasi. Quest'ultima è legata alla velocità di flusso e quindi alla portata specifica  $G$  di refrigerante circolante nei canali;

### 3. EFFICIENZA NELL'IMPIEGO DELLA SUPERFICIE ALETTATA

L'evaporatore a mini-canali con diametro idraulico maggiore presenta i maggiori coefficienti di scambio termico, in quanto a parità di potenza termica smaltita e di temperature alla base, presenta una minore superficie di contatto. Ciò significa che tale superficie è impiegata con una maggiore efficienza termica. Per giustificare tale fenomeno, l'evaporatore a multicanale è stato studiato facendo le seguenti ipotesi:

- Uniformità di flusso termico sulla base inferiore (a contatto con il riscaldatore);
- Distribuzione uniforme della portata all'interno dei canali;
- Conducibilità termica costante ed uniforme del metallo costituente l'evaporatore;

- Il coefficiente di scambio termico varia in modo mono-dimensionale lungo il canale, ma è uniforme sulle tre pareti di una sezione trasversale dello stesso;
- Le pareti verticali del canale si comportano come alette di raffreddamento con estremità adiabatica;

Ne consegue che la temperatura non è uniforme sulle tre pareti del canale, bensì presenta una distribuzione simile a quella riportata nella Figura 4 sottostante.

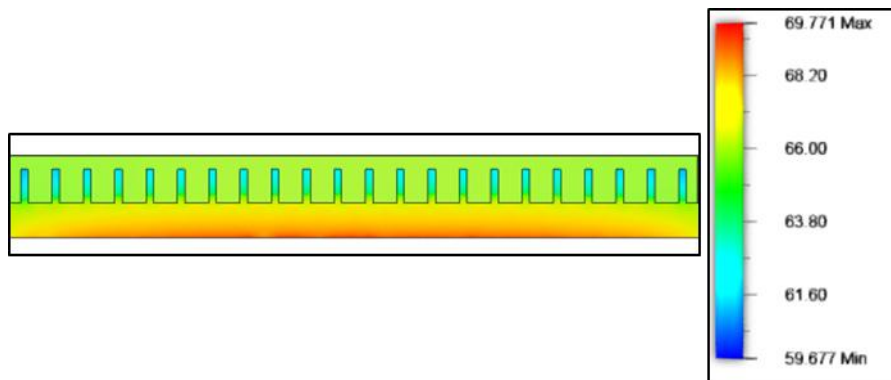


Figura 4: Distribuzione della temperatura su una superficie alettata riscaldata uniformemente dalla base

Inoltre il coefficiente di scambio termico in regime di ebollizione a basso titolo di vapore è proporzionale al flusso termico e ciò è coerente con il fatto che esso si maggiore nell'evaporatore con minore superficie complessiva (essendo quest'ultimo sottoposto a flussi termici mediamente più elevati). Con le ipotesi sopra elencate, si può calcolare un coefficiente sperimentale di scambio termico che sia in accordo con la teoria dell'alettatura, risolvendo la seguente equazione

$$\frac{\dot{q}_{netta}}{(A_{base\ esposta} + \eta_{aletta}(htc) \cdot A_{alettatura}) \cdot \Delta T_{wall\ i}} - htc = 0$$

## 7.2 Effetti della dimensione del canale sullo scambio termico

Per dimensioni ridotte dei canali, la tensione superficiale tende a richiudere ad anello il film di liquido che si forma a contatto con la parete, evitando che crei una stratificazione delle fasi dovuta alla gravità. Questo porta ad avere una minor dipendenza dall'orientamento (orizzontale o verticale del flusso) ed in generale a dipendere poco dal campo gravitazionale (i mini e micro-canali sono spesso studiati per applicazioni spaziali in cui la gravità è assente). Inoltre i possibili regimi di flusso si riducono in numero allo *slug-flow* e all'*annular flow*, in quanto le bolle tipiche del regime *bubbly* vengono precocemente confinate dalle pareti del canale ed assumono una forma oblunga.

## 7.3 Predizione del coefficiente di scambio termico

### 7.3.1 Cooper

Per bassi titoli l'effetto della convezione forzata sul coefficiente di scambio termico complessivo è molto modesto rispetto al contributo della nucleazione. Una correlazione molto semplice ed efficace per la predizione del coefficiente di scambio in *pool boiling*, tenendo traccia dell'effetto della rugosità superficiale è la correlazione di Cooper, la quale è funzione principalmente della massa molare del fluido  $M$  e della pressione ridotta  $p_r$

$$h_{NB} = 55 \cdot M^{-0.5} \cdot q^{0.67} \cdot [-\text{Log}_{10}(p_r)]^{-0.55} \cdot p_r^{0.12 - 0.091 \cdot \ln\left(\frac{r_p}{r_{po}}\right)}$$

### 7.3.2 Bertsch et al.

Per titoli considerevoli, l'effetto della nucleazione non è più predominante, ma progressivamente viene inibito e sostituito dal meccanismo della convezione forzata monofase nel film di liquido. Una correlazione valida per un vasto *range* di fluidi e di diametri idraulici è quella di Bertsch, in cui vengono adeguatamente mediati anche i due contributi del liquido e del vapore.

$$h_{tp} = h_{NB} \cdot (1 - x) + [h_{conv f} \cdot (1 - x) + x \cdot h_{conv g}] \cdot [1 + 80 \cdot (x^2 - x^6) \cdot e^{-0.6 \cdot Co}]$$

In cui  $h_{NB}$  rappresenta il contributo della nucleazione (stimato con l'equazione di Cooper), mentre  $h_{conv f, g}$  rappresentano i contributi rispettivamente della convezione del liquido e del vapore stimati mediante la correlazione di Hausen.  $Co$  è invece il numero di confinamento.

$$h_{conv f} = \frac{k_f}{D_h} \cdot \left( 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \frac{D_h}{L} \cdot Re_{fo} \cdot Pr_f}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{D_h}{L} \cdot Re_{fo} \cdot Pr_f\right)^{2/3}} \right)$$
$$Co = \sqrt{\left( \frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g) \cdot D_h^2} \right)}$$

### 7.3.3 Tran et al.

Nello studio di Tran et al. è stato osservato che ad elevati surriscaldamenti di parete, il meccanismo prevalente è la nucleazione, indipendentemente dal titolo.

$$h_{tp} = (8.4 \cdot 10^5) \cdot We_{fo}^{0.3} \cdot Bo^{0.6} \cdot \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-0.4}$$

Da notare che il contributo dominante della nucleazione è evidenziato dalla proporzionalità di  $h$  rispetto a  $Bo^{0.6}$  ( $Bo$  è il *Boiling number* direttamente proporzionale al flusso termico), similmente a quanto accade nella correlazione di Cooper.

### 7.3.4 Li and Wu

Li e Wu hanno invece riscontrato una soglia pari a 200 per la grandezza  $Bd \cdot Re_l^{0.5}$ . Al di sotto di questa soglia il coefficiente di scambio termico è fortemente dipendente dalla dal fattore  $Bd \cdot Re_l^{0.5}$

I risultati del calcolo dei coefficienti di scambio termico mediante le correlazioni sopra elencate sono riportati nei grafici sottostanti Figura 5 e Figura 6, suddivisi per singolo evaporatore.

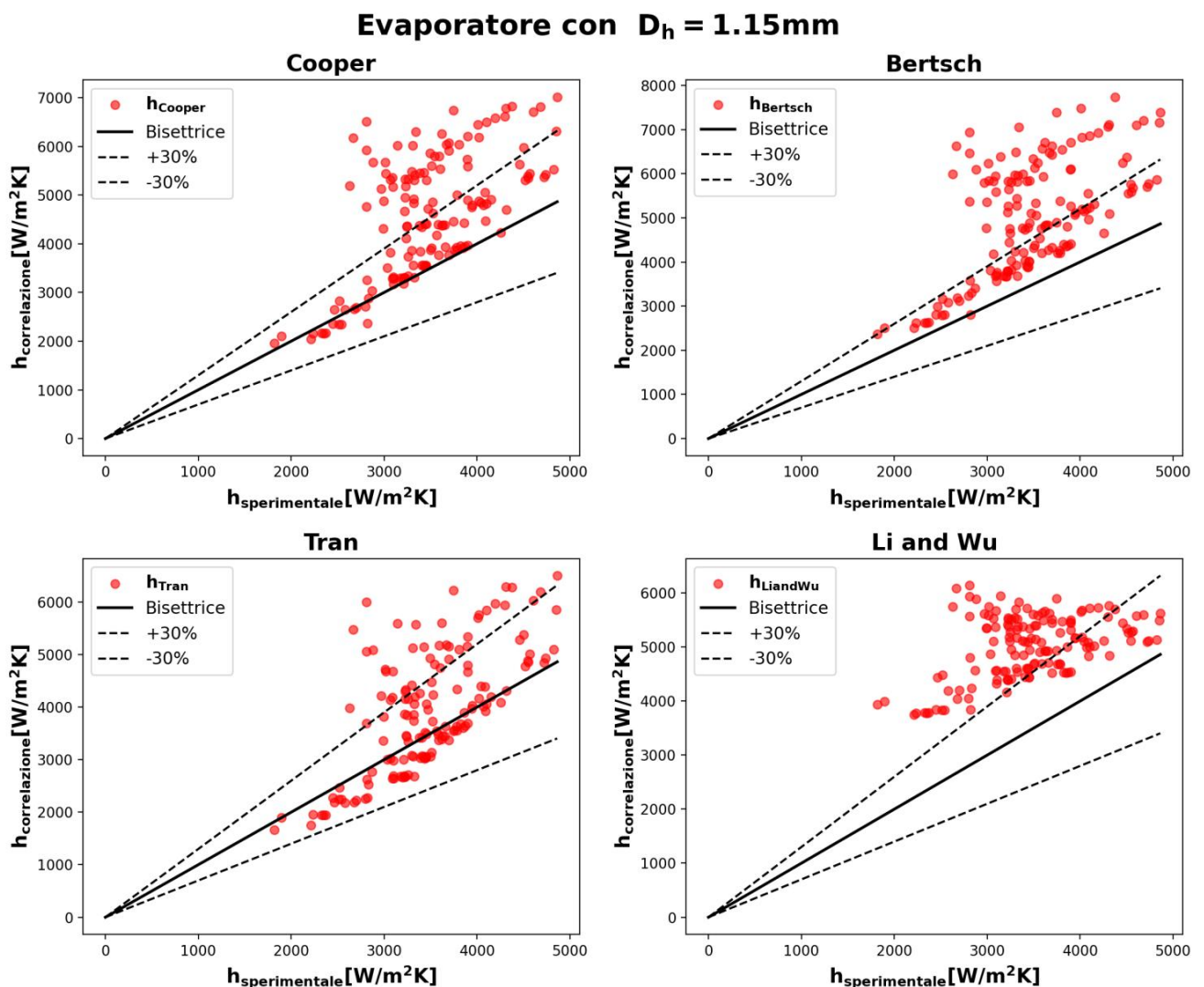


Figura 5: Diagrammi di comparazione delle prestazioni delle correlazioni nell'evaporatore alettato con diametro idraulico di 1.15 mm

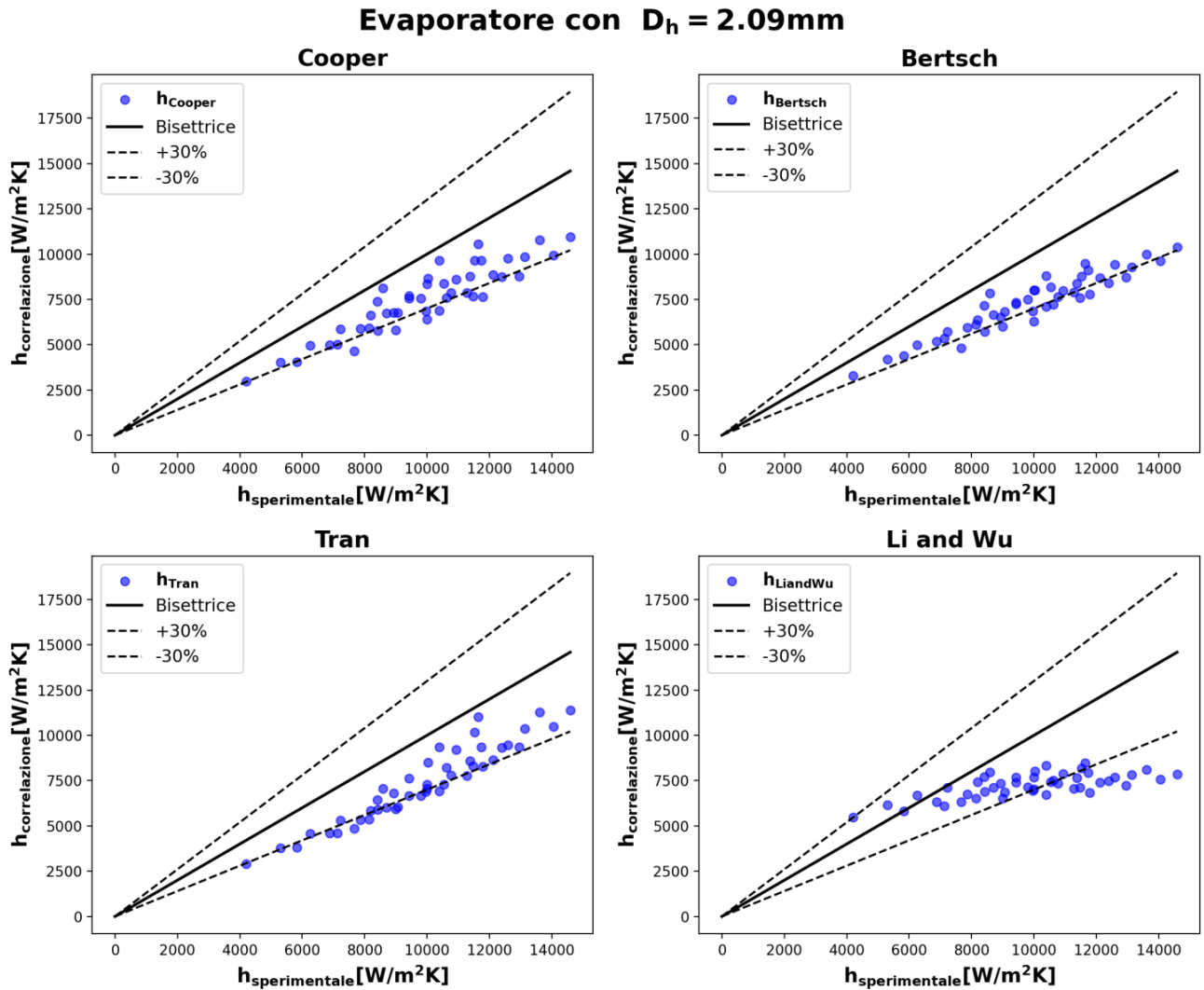


Figura 6: Diagrammi di comparazione delle prestazioni delle correlazioni nell'evaporatore alettato con diametro idraulico di 2.09 mm

## 7.4 Correlazione empirica valida per gli evaporatori studiati

Dai dati sperimentali si è visto che il coefficiente di scambio termico risulta fortemente dipendente dal flusso termico e pressoché indipendente dalla portata massica. È stata quindi messa a punto la seguente correlazione empirica per considerare l'effetto combinato del flusso termico e del diametro idraulico dei canali.

$$h = \frac{k_f}{D_h} \cdot \frac{1.71 \cdot 10^7}{\left(L_{ch}/D_h\right)^{2.45}} \cdot BO^{0.58}$$

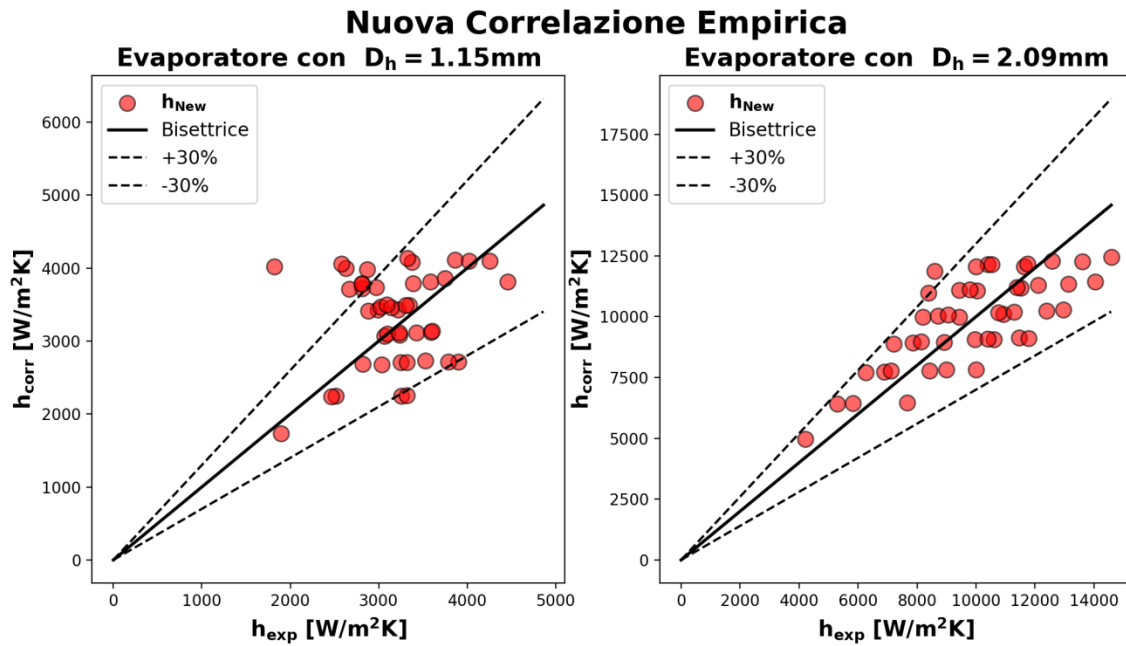


Figura 7: Scatter Plot della correlazione empirica ricavata

## 7.5 Andamento della caduta di pressione

La caduta di pressione totale all'interno di un canale in ebollizione è funzione del titolo e della frazione di vuoto, oltreché della portata specifica. Da un punto di vista prettamente torico, la caduta di pressione dovrebbe essere in prima istanza proporzionale al titolo ed al quadrato della portata specifica, e secondariamente dovrebbe diminuire all'aumentare della pressione. A parità di portata specifica, dovrebbe essere inoltre inversamente proporzionale al diametro idraulico del canale. In Figura 8 viene riportato l'andamento sperimentale del  $\Delta P$  in ebollizione satura, a diverse portate specifiche.

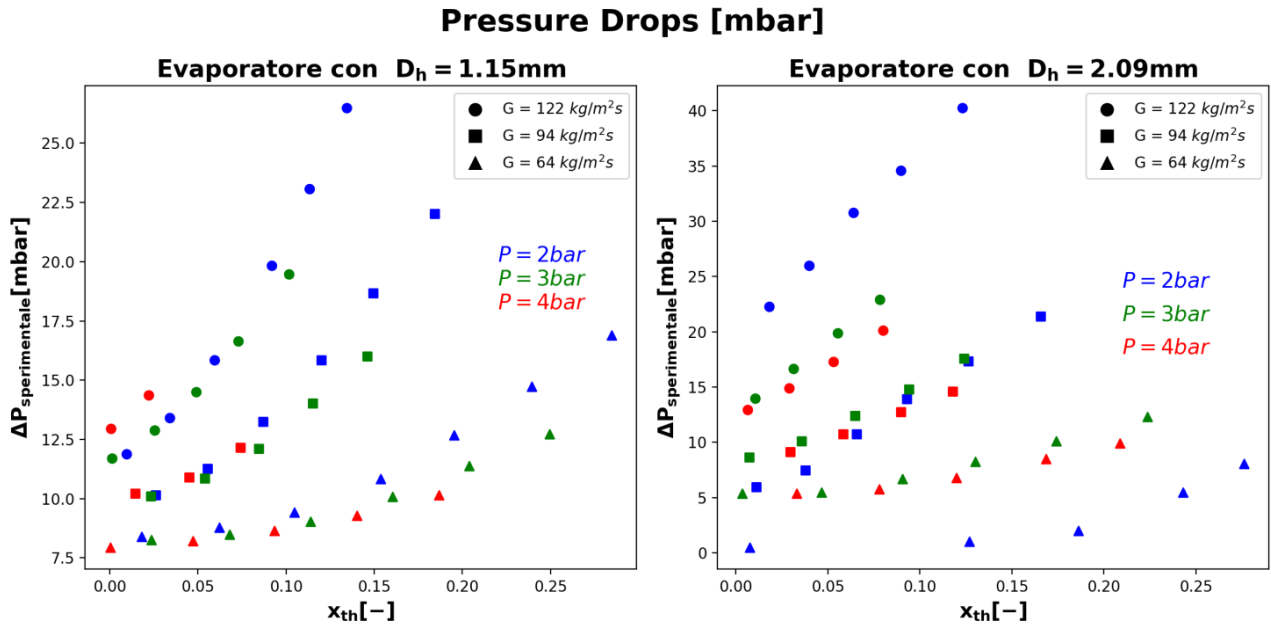


Figura 8: Andamento della caduta di pressione sulla sezione di prova nel canale con diametro idraulico di 1.15 mm (a sinistra) e di 2.09 mm (a destra)

In particolare esistono due metodi principali per stimare il gradiente di pressione in regime di ebollizione a flusso:

- Modello Omogeneo:** le fasi liquida ed aeriforme vengono considerate in equilibrio termodinamico (ovvero sia in equilibrio termico che in equilibrio dinamico). Con questa semplificazione le velocità del liquido e dell'aeriforme sono uguali, e la frazione di vuoto  $\alpha$  coincide con il titolo volumetrico  $x_v$ . Un'ulteriore semplificazione può essere effettuata considerando la viscosità equivalente del flusso bifase pari a quella del solo liquido (approssimazione di Owens). In questo modo il moltiplicatore bifase è solo funzione del titolo e del rapporto tra le densità del liquido e del vapore (quindi della pressione).

$$\Delta P_{bifase} = G^2 \cdot \frac{(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l \rho_g} \cdot x_{out} + f_{lo} \cdot \left( 1 + \frac{x_{out}}{2} \cdot \frac{(\rho_l - \rho_g)}{\rho_g} \right) \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho_l} \cdot \frac{L}{D_h}$$

- Modello a fasi separate:** il liquido ed il vapore non sono in equilibrio dinamico e dunque la frazione di vuoto differisce dal titolo volumetrico e va calcolata secondo opportuni modelli.

$$\Delta P_{bifase} = \frac{G^2}{\rho_l} \left( \frac{\rho_l \cdot x_{out}^2}{\rho_g \cdot \alpha_{out}} + \frac{(1 - x_{out})^2}{(1 - \alpha_{out})} - 1 \right) + f_{lo} \cdot \frac{G^2}{2 \rho_l} \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{1}{x_{out}} \cdot \int_0^{x_{out}} \Phi_{lo}^2 \cdot dx$$

Nella trattazione che segue si è utilizzato il modello di Zivi per calcolare la frazione di vuoto e quello di Friedel per calcolare le perdite di carico per attrito.

## Evaporatore con $D_h = 1.15\text{mm}$

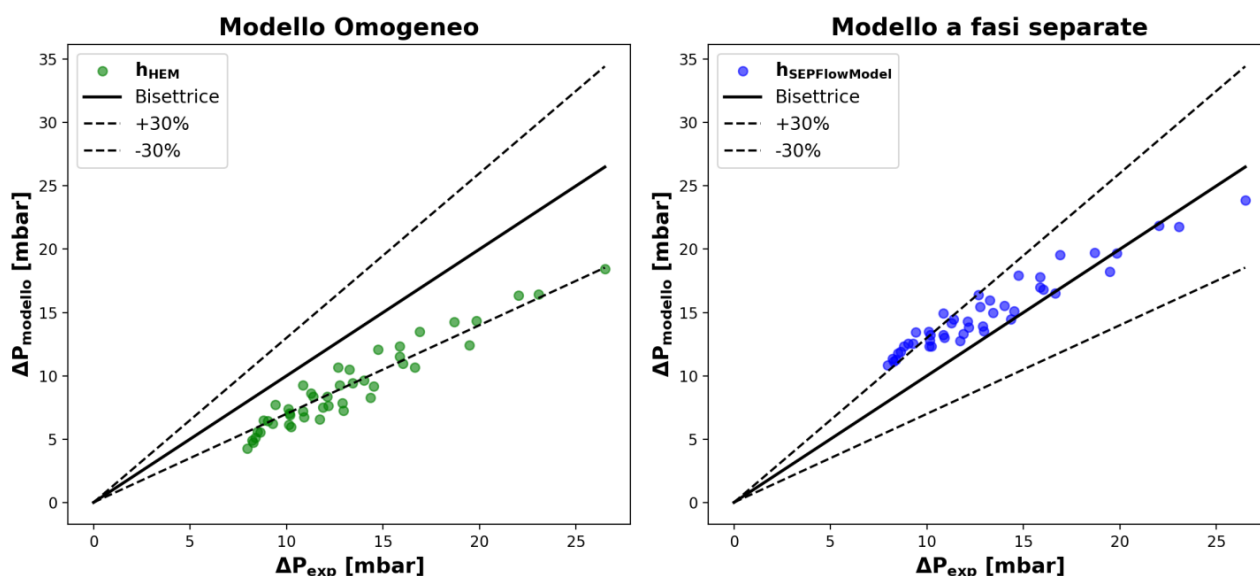


Figura 9: Diagrammi di comparazione metodi di predizione delle cadute di pressione in regime bifase, nell'evaporatore con diametro idraulico 1.15 mm

## Evaporatore con $D_h = 2.09\text{mm}$

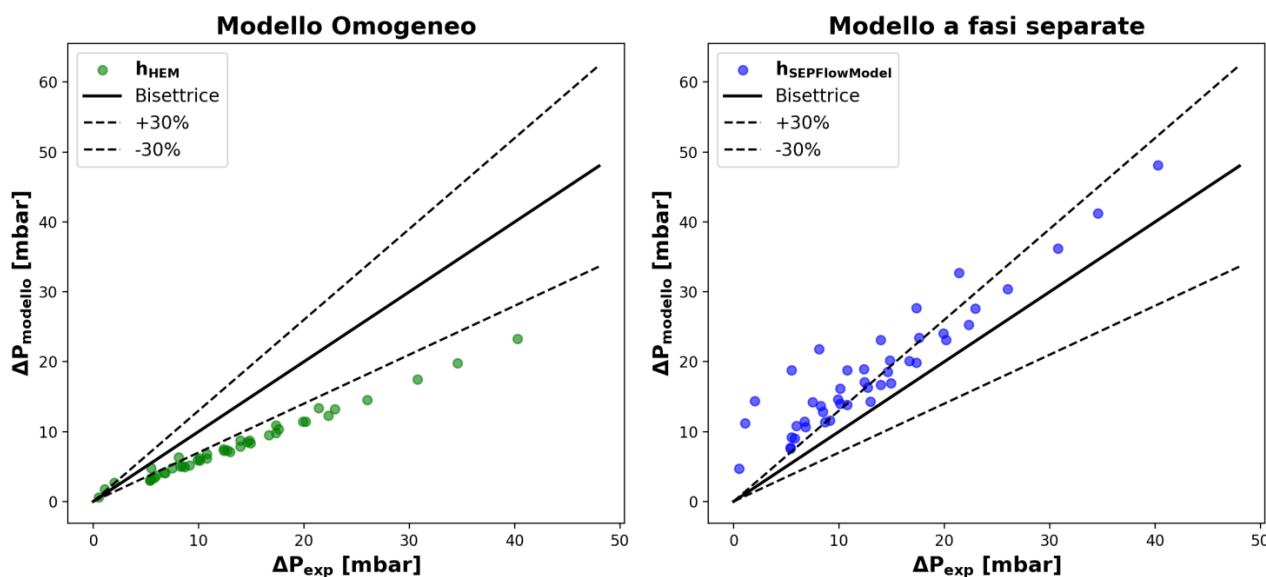


Figura 10: Diagrammi di comparazione metodi di predizione delle cadute di pressione in regime bifase, nell'evaporatore con diametro idraulico 2.09 mm

## 7.6 Trattamento superficiale

È stato eseguito un trattamento galvanico della superficie di alluminio degli evaporatori, allo scopo di aumentarne la rugosità superficiale e di creare un maggior numero di cavità agenti da centri di nucleazione delle bolle di vapore. Il risultato atteso è pertanto quello di ridurre il surriscaldamento di parete necessario allo sviluppo ed al distacco delle bolle e di garantire pertanto un incremento del coefficiente di scambio termico. Tale trattamento rimuove inoltre

l'anodizzazione (se presente sulle superfici trattate) riducendo lo spessore dello strato di ossido protettivo.

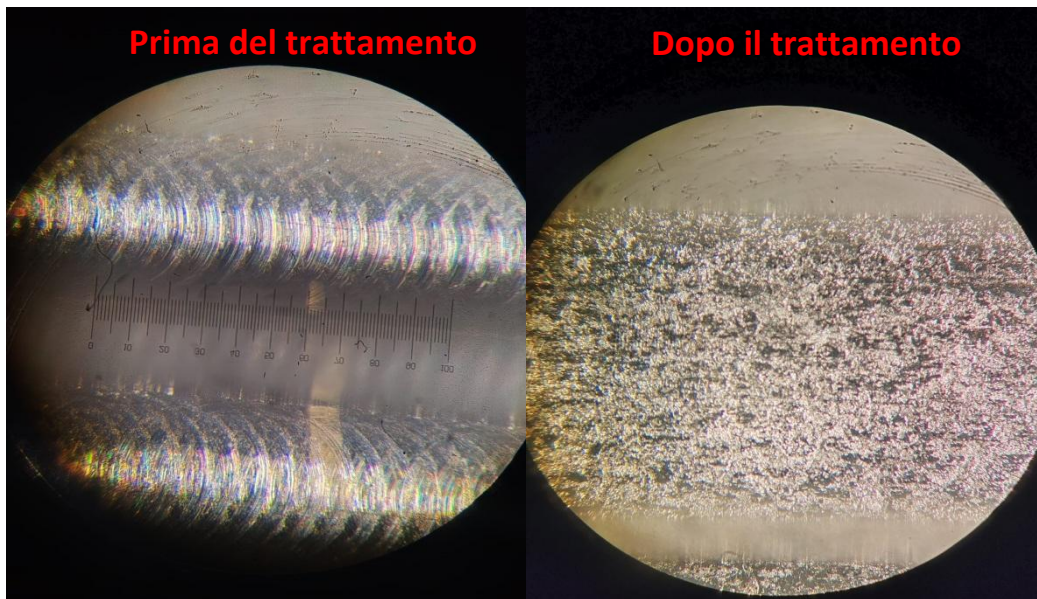


Figura 11: Dettaglio del fondo del canale prima e dopo il trattamento galvanico

Dalle immagini precedenti si vede l'incremento del numero di cavità (di forma irregolare) presenti all'interno del canale. In particolare si può notare come a seguito del trattamento non siano più visibili i passaggi della fresa cilindrica che nell'evaporatore non trattato formano dei pattern ciclici. La rugosità superficiale per una lavorazione CNC standard è di circa  $3.2 \mu\text{m}$ , quindi tale valore viene preso come riferimento per la rugosità degli evaporatori non trattati. La rugosità superficiale degli evaporatori che hanno subito il trattamento può essere stimata otticamente paragonando la dimensione in pixel delle immagini ottenute ad una grandezza nota come ad esempio la larghezza del canale.

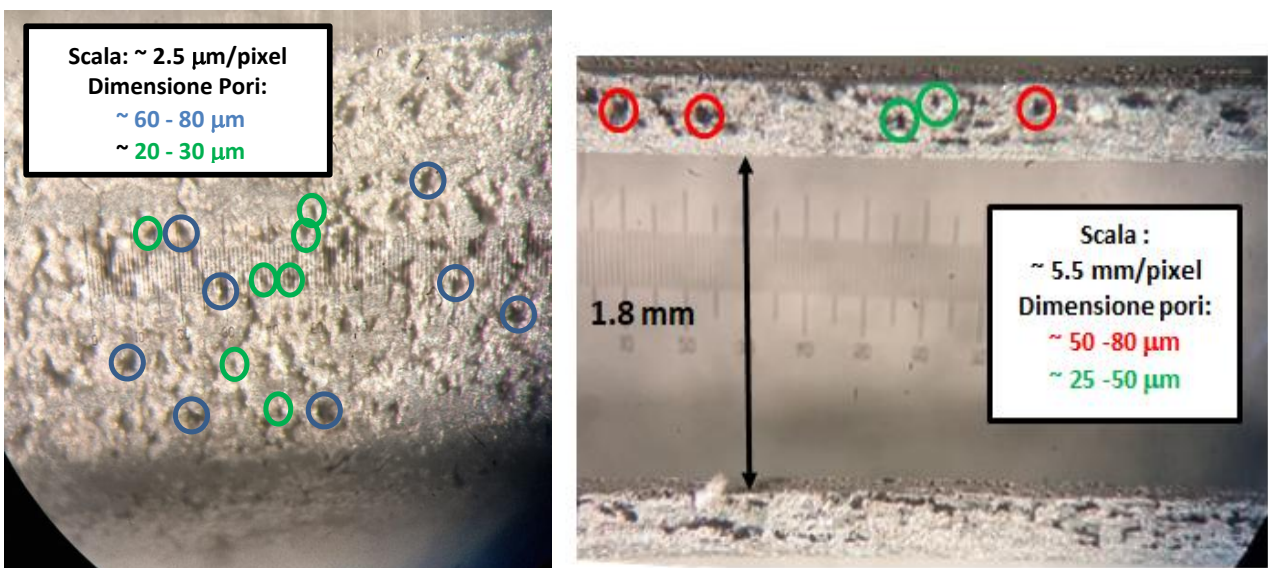


Figura 12: Dettaglio delle cavità e stima delle dimensioni della bocca dei crateri

## 7.7 Effetti del trattamento sul coefficiente di scambio e sulla caduta di pressione

Come evidenziato dalle curve sottostanti (Figura 13), il trattamento galvanico riduce notevolmente il  $\Delta T_{sat}$  di ebollizione a parità di flusso termico. Questo comporta un aumento del coefficiente di scambio termico indipendentemente dai valori di pressione e di portata specifici testati. Infatti il cluster di punti sperimentali relativi agli evaporatori trattati si trova interamente a sinistra di quello relativo agli evaporatori non trattati.

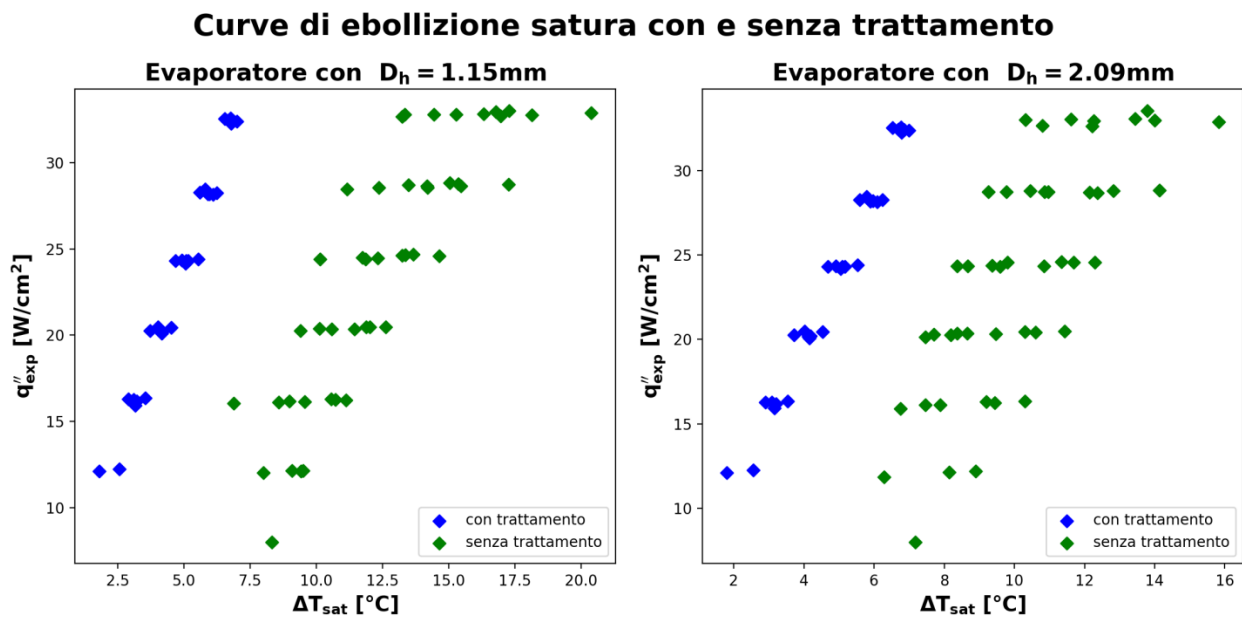


Figura 13: Curve di ebollizione satura con e senza trattamento

Si può inoltre evincere come il trattamento superficiale, oltre ad incrementare il coefficiente di scambio termico, ne riduca anche la suscettibilità agli altri parametri quali la pressione ed il flusso di massa, infatti i punti in blu sono tra loro molto più ravvicinati di quelli verdi. Per quanto riguarda l'effetto del trattamento sulla caduta di pressione, si riporta nella Figura 14 sottostante l'andamento del  $\Delta P$  in funzione del titolo termodinamico medio.

## Cadute di pressione bifase con e senza trattamento

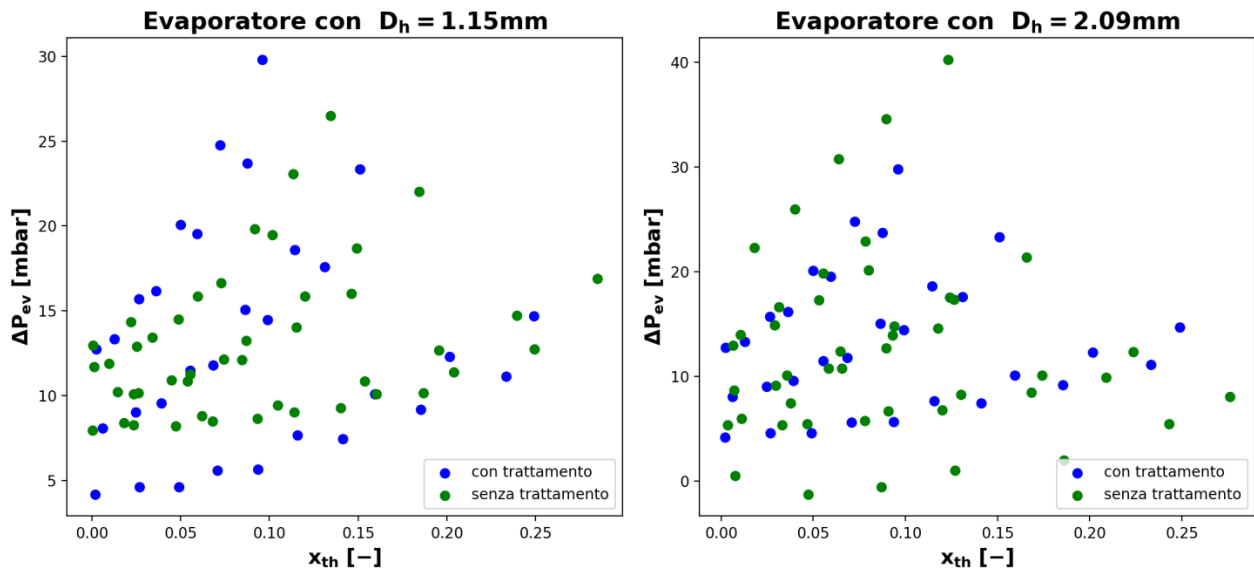


Figura 14: Influenza del trattamento superficiale sulle cadute di pressione

Nonostante l'aumentata rugosità comporti (in regime turbolento) un aumento del fattore di attrito, dai grafici sottostanti si evidenzia invece che le cadute di pressione in funzione del titolo non sono particolarmente influenzate dal trattamento. Questo fatto si giustifica considerando che il numero di Reynolds del liquido all'interno del canale è molto basso e pertanto il regime di flusso del film liquido è di tipo laminare, cui corrisponde un fattore di attrito indipendente dalla rugosità superficiale.

## 8 Contributo delle eventuali consulenze alle attività sopra descritte

Non sono state utilizzate all'interno della LA.

## 9 Pubblicazioni scientifiche

E' in fase di predisposizione un ulteriore articolo scientifico relativo ai risultati della Linea di attività LA 3.17, da presentare in un prossimo Convegno nazionale o da sottoporre ad una rivista scientifica.

## 10 Eventi di disseminazione

Non ci sono stati ad oggi eventi di disseminazione.