

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA
SEDE DI FORLÌ

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

ANALISI COMPARATIVA DELLE CORRELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO IN APPARATI FRIGORIFERI

Tesi di laurea in

Termofluidodinamica applicata

Relatore

Prof. Marco Lorenzini

Presentata da

Filippo Giacomini

Correlatore

Ing. Michael Giovannini

Sessione Dicembre 2023

Anno Accademico 2022/2023

Indice

Nomenclatura	5
Introduzione	7
1 Applicazioni frigorifere	9
1.1 Cenni storici.....	9
1.2 Ciclo di Carnot.....	10
1.3 Ciclo frigorifero.....	11
2 Il coefficiente di scambio termico	13
2.1 Ebollizione nucleata ed evaporazione convettiva.....	14
2.2 Il coefficiente di scambio termico.....	17
2.3 Correlazioni.....	18
2.3.1 Wattelet.....	19
2.3.2 Chen.....	25
2.3.3 Gungor-Winterton.....	32
2.3.4 Jung-Radermacher.....	38
2.3.5 Liu-Winterton.....	44
2.3.6 Shah.....	50
2.3.7 Confronto correlazioni.....	58
2.3.8 Applicazione pratica.....	61
Conclusioni	65
Bibliografia	67

NOMENCLATURA

β	Coefficiente espansione isobara	
σ	Tensione superficiale	
μ	Viscosità	
ρ	Densità	
$\Delta h_{l,v}$	Differenza di entalpia fra fase vapore e fase liquido	
Bo	Numero di ebollizione	$Bo = \frac{q}{G\Delta h_{l,v}}$
Co	Numero di convezione	$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}$
C_p	Calore specifico	
D_b	Diametro bolla inizio ebollizione	$D_b = 0.0146\beta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}\right]^{0.5}$
D_h	Diametro idraulico	
Fr	Numero di Froude	$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_h}$
g	Accelerazione gravitazionale	
G	Flusso di massa	
h	Coefficiente di scambio termico	
k	Conducibilità termica	
L	Lunghezza	
m_r	Portata massica	
M	Massa molecolare	
Pr	Numero di Prandtl	$Pr = \frac{\mu C_p}{k}$
P	Pressione	
P_{crit}	Pressione critica	
P_r	Pressione ridotta	$P_r = \frac{P}{P_{crit}}$
Q	Potenza termica	
q	Flusso termico	
Re	Numero di Reynolds	$Re = \frac{GD_h}{\mu}$
T	Temperatura	

x	Titolo	
X_{tt}	Parametro di martinelli	$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1}$
pedici		
l		Relativo a fase liquido
v		Relativo a fase vapore
i		interno
e		esterno
t		Relativo al tubo utilizzato
SH		Relativo al surriscaldamento

INTRODUZIONE

Il continuo sviluppo e l'ottimizzazione dei sistemi di refrigerazione hanno assunto un ruolo centrale nell'ambito dell'ingegneria termica e dell'efficienza energetica. In particolare, il ciclo frigorifero, fondamentale per numerose applicazioni industriali e domestiche, si basa sulla trasformazione di un fluido refrigerante attraverso fasi di evaporazione e condensazione. Nel contesto di tali cicli, l'efficacia del trasferimento di calore è un elemento chiave per garantire prestazioni efficienti e consumi energetici ottimizzati.

Al centro di questo studio c'è il “coefficiente di scambio termico”, un parametro che influenza direttamente l'efficienza del ciclo frigorifero. Il coefficiente di scambio termico, nel caso in esame, rappresenta la capacità del sistema di trasferire calore tra il fluido refrigerante e la superficie di scambio termico nell'evaporatore e nel condensatore. La letteratura tecnica offre diverse correlazioni proposte da vari autori per stimare questo parametro in specifiche condizioni operative.

L'obiettivo di questa tesi è esplorare e confrontare le varie correlazioni proposte per il coefficiente di scambio termico nell'evaporatore del ciclo frigorifero. Questa ricerca si propone di fornire una panoramica completa delle correlazioni esistenti, contribuendo così a una comprensione più approfondita delle dinamiche di scambio termico nell'evaporatore e fornendo indicazioni utili per il miglioramento delle prestazioni dei sistemi frigoriferi. L'importanza di questo studio risiede nella sua potenziale applicazione pratica nel campo dell'ingegneria termica, con possibili impatti significativi sull'efficienza energetica, sulla progettazione ottimizzata degli evaporatori e, di conseguenza, sulle prestazioni complessive dei cicli frigoriferi.

1.

APPLICAZIONI FRIGORIFERE

1.1 Cenni storici

L'attribuzione della paternità del frigorifero è complessa, poiché le prime progettazioni risalgono al 1700. Convenzionalmente, si ritiene che il giudice di pace e sindaco di Apalachicola, in Florida, John Gorrie, sia l'ideatore della macchina capace di generare freddo, ottenendo il primo brevetto nel 1851. La sua invenzione, centrata sulla dinamica tra gas freon e serpentina di raffreddamento, aveva l'obiettivo di curare la febbre gialla, diffusa nella regione in quegli anni.

Gorrie basò il suo lavoro sugli studi condotti da diversi studiosi a partire dal 1748, utilizzando la refrigerazione per scopi medici. Nonostante il brevetto, Gorrie non riuscì a trovare finanziamenti a causa di difetti nella sua invenzione e morì nel 1855 senza vedere un futuro per il suo dispositivo. Tuttavia, molti successivi perfezionamenti si verificarono durante la rivoluzione industriale.

La prima vera realizzazione del frigorifero risale al 1876, quando il fisico francese J. Tellier progettò un impianto per conservare la carne a bassa temperatura durante il trasporto. Il primo frigorifero elettrico, il Domelre, fu prodotto a Chicago nel 1913, ma fu il Frigidaire del 1916 a diventare un marchio popolare. Negli anni successivi, altri produttori come General Electric contribuirono alla diffusione di questo elettrodomestico nelle case.

Durante gli anni '60, i produttori migliorarono l'isolamento termico, riducendo il consumo di energia. Il design si trasformò, diventando un complemento d'arredo con ante spaziose e materiali diversificati. L'offerta di prodotti surgelati portò allo sviluppo di frigoriferi con scomparti a temperature differenziate.

Negli anni successivi, l'Europa, influenzata da crisi petrolifere e dalla consapevolezza ambientale, si concentrò sulla regolamentazione energetica. Con i modelli combinati "frigo-congelatori" e la politica europea di riduzione dei consumi elettrici, i frigoriferi divennero sempre più efficienti.

Grazie a questi sviluppi, l'acquisto di un frigorifero divenne più accessibile nel tempo. Nel 1970, per un salariato, richiedeva circa 300 ore di lavoro, mentre nel 2013 costava in media 440 euro, pari a circa 60 ore di lavoro, rappresentando un notevole progresso in termini di accessibilità economica.

1.2 Ciclo di Carnot

Quando un fluido segue un ciclo di Carnot in senso "diretto," composto da due trasformazioni isoterme e due isoentropiche, assorbe una quantità di calore Q_1 maggiore di quella Q_2 che cede. La differenza $Q_1 - Q_2$ viene convertita in lavoro meccanico L , misurato nell'area racchiusa dal ciclo nel piano (T, S) . Se il ciclo viene percorso in senso inverso, il fluido assorbe a bassa temperatura una quantità di calore Q_2 minore di quella Q_1 ceduta ad alta temperatura, richiedendo un lavoro L misurato ancora dall'area del ciclo ed equivalente a $Q_1 - Q_2$. Questo ciclo di Carnot "inverso" forma la base dei sistemi di refrigerazione.

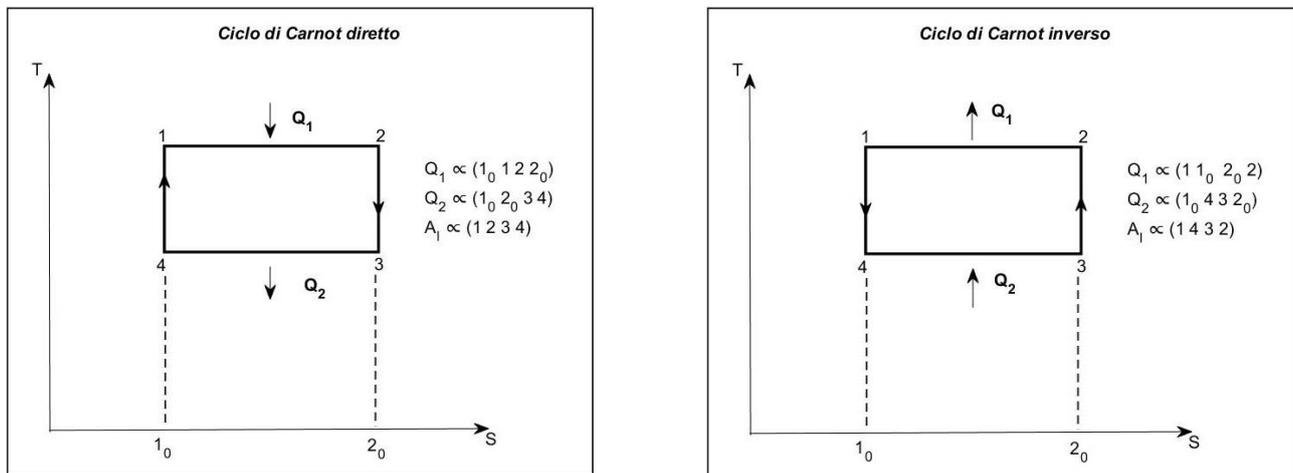


Figura 1.1: ciclo di Carnot diretto ed inverso.

Nelle macchine refrigeranti, il fluido viene posto in contatto termico con i corpi da refrigerare quando è a bassa temperatura e con l'ambiente o i refrigeranti comuni (aria, acqua) quando è a temperatura sufficientemente alta. La spesa di lavoro consente un trasporto effettivo di calore dalla sorgente a bassa temperatura a quella ad alta, conformemente al secondo principio della termodinamica. Il Coefficiente di Performance (COP) delle macchine refrigeranti, indicato come $\varepsilon = Q_2 / L = Q_2 / (Q_1 - Q_2) = 1 / (T_1 / T_2 - 1)$, rappresenta il rapporto tra il calore Q_2 sottratto a bassa temperatura (la "quantità di freddo" prodotta) e il lavoro L impiegato per far funzionare la macchina.

Il ciclo inverso di Carnot è dimostrato essere il ciclo di massimo effetto utile per le macchine refrigeranti tra due temperature specifiche T_1 e T_2 . Inoltre, il rapporto T_1 / T_2 nel coefficiente di

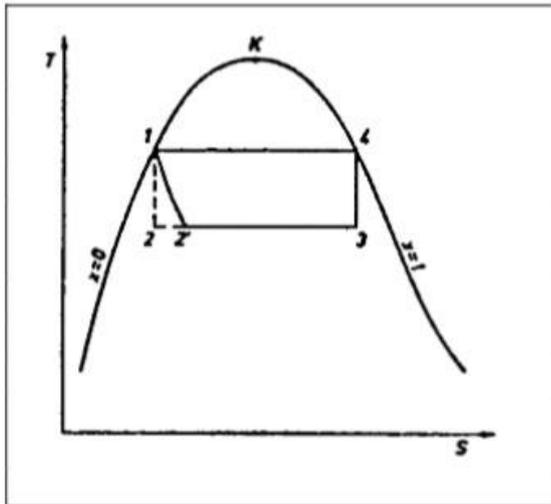
performance (ϵ) indica che l'effetto utile è maggiore quanto più questo rapporto si avvicina a 1, ovvero quanto più le temperature delle due isoterme sono vicine.

1.3 Ciclo Frigorifero

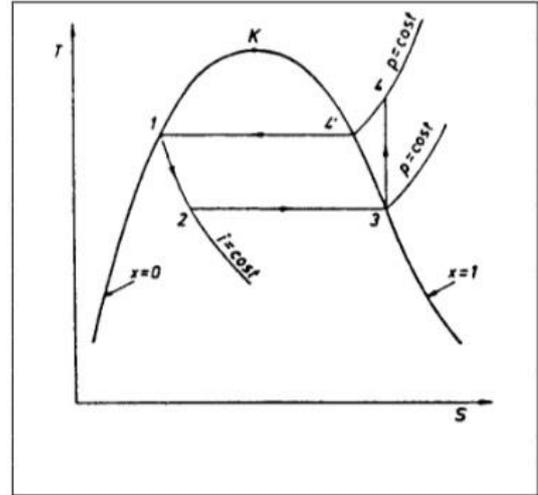
Una macchina frigorifera ideale potrebbe, in teoria, essere realizzata mediante un cilindro singolo in cui uno stantuffo scorra con perfetta tenuta. Affinché la macchina rispetti le condizioni ideali del processo, il cilindro dovrebbe avere pareti perfettamente isolate durante le fasi di compressione e espansione adiabatiche. D'altra parte, nelle fasi di compressione isoterma e di espansione isoterma, le pareti dovrebbero essere perfettamente permeabili al calore. Tuttavia, in pratica, per migliorare la trasmissione del calore, è conveniente realizzare queste due ultime trasformazioni in appositi recipienti di grande superficie anziché nel cilindro.

Le trasformazioni che avvengono nei due scambiatori sono mantenute a pressione costante, e per avvicinarsi al massimo effetto utile (ciclo di Carnot), è preferibile impiegare fluidi per i quali le trasformazioni isobare siano anche isoterme. I vapori saturi sono noti per soddisfare questa condizione. Tuttavia, a causa di problemi meccanici associati alla compressione ed espansione di fluidi bifasici, si opta per la sostituzione di una trasformazione isoentropica reversibile con una trasformazione isoentalpica irreversibile durante l'espansione, utilizzando un semplice rubinetto o valvola.

Dopo queste modifiche, il ciclo si allontana dal ciclo di Carnot, portando a una diminuzione dell'effetto utile, come illustrato nella figura 1.2a. Per superare le difficoltà legate alla compressione "umida", la trasformazione 2'-3 viene estesa fino a incontrare la linea del vapore saturo secco (titolo $x = 1$). Pertanto, il ciclo ideale delle macchine frigorifere è rappresentato nella figura 1.2b nel piano (T, S).



a)



b)

Figura 1.2: a) ciclo frigorifero sul piano (T,S). b) ciclo frigorifero pratico (ideale) sul piano (T,S).

2.

IL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO

In un mondo in cui l'efficienza energetica è diventata una priorità cruciale per affrontare i cambiamenti climatici e ridurre l'impatto ambientale, la comprensione e l'ottimizzazione del coefficiente di scambio termico sono essenziali. Migliorare l'efficienza del trasferimento di calore nei processi industriali, nei sistemi di riscaldamento e raffreddamento e in altre applicazioni può contribuire significativamente al risparmio energetico complessivo.

Gli studi di sviluppo in questo campo sono finalizzati a migliorare la comprensione dei meccanismi di trasferimento di calore durante l'ebollizione e la condensazione. Questi includono sforzi per affinare le correlazioni tra i coefficienti di scambio termico e vari parametri come titolo, flusso di massa e geometria del sistema. Gli sviluppi mirano anche a ottimizzare il design dei sistemi di scambio termico, sia per applicazioni industriali che per dispositivi più compatti ed efficienti. La ricerca continua è importante per affrontare sfide specifiche legate all'efficienza energetica, alla sicurezza e alle prestazioni nei processi che coinvolgono ebollizione e condensazione.

Gli avanzamenti nella simulazione numerica, come la fluidodinamica computazionale, consentono agli ingegneri di modellare e ottimizzare il flusso di fluidi e il trasferimento di calore in modo più accurato. Ciò è particolarmente utile per valutare il comportamento termico in sistemi complessi, contribuendo a progettare soluzioni più efficienti ed economiche.

Il settore della nanotecnologia ha inoltre aperto nuove prospettive nello studio del trasferimento di calore. La progettazione di materiali nanostrutturati può migliorare notevolmente le prestazioni di scambio termico. Nanomateriali come nanotubi di carbonio, nanofibre e nanoparticelle sono oggetto di ricerca per migliorare l'efficienza del raffreddamento e del riscaldamento in vari contesti, inclusi dispositivi elettronici e sistemi di refrigerazione.

2.1 Ebollizione nucleata ed evaporazione convettiva

L'ebollizione convettiva in condotti sia orizzontali che verticali è probabilmente il processo con cambiamento di fase più complesso che si realizza nelle applicazioni industriali.

Sono ora analizzati i regimi di flusso e di scambio termico che si realizzano durante l'ebollizione convettiva all'interno di condotti orizzontali.

Vengono poi illustrate alcune correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico.

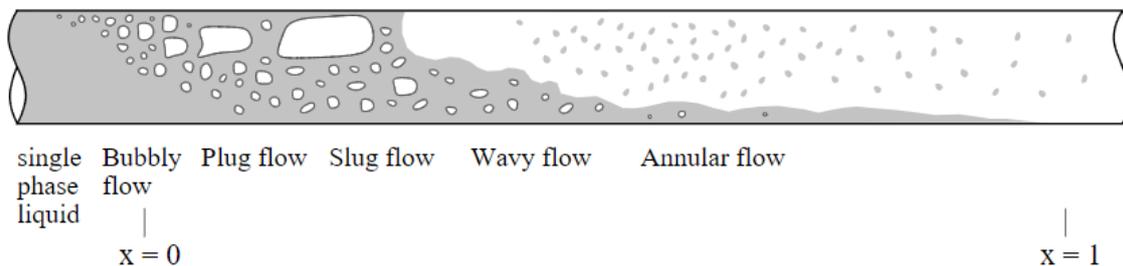


Figura 2.1: regimi di flusso che si realizzano durante l'ebollizione convettiva in un condotto orizzontale.

Durante la fase di ebollizione in un condotto, si verificano diversi modelli di flusso. A basse concentrazioni, i centri di nucleazione sono attivi e si forma un flusso a bolle, con l'ebollizione nucleata che prevale sul trasporto di calore tramite convezione forzata. Man mano che ci si sposta lungo il condotto, la frazione di vuoto aumenta rapidamente, accelerando la fase vapore rispetto al liquido. Questo è dovuto alla significativa differenza di densità tra le due fasi, e il trasferimento di calore convettivo dalla parete diventa più rilevante.

In queste circostanze, la transizione dal regime a bolle a quello anulare, attraverso il flusso a tappi, si verifica solo in una breve porzione della lunghezza totale del condotto. Una volta che si raggiunge il regime anulare, il trasporto di calore tramite convezione forzata nel film liquido favorisce l'evaporazione direttamente all'interfaccia. Ciò riduce ulteriormente lo spessore del film liquido e, di conseguenza, la sua resistenza termica.

Nel caso di un flusso termico uniforme lungo la parete, la riduzione dello spessore del film liquido porta a un miglioramento dell'efficienza del trasporto convettivo. Se il contributo dell'ebollizione nucleata rimanesse costante, ciò comporterebbe necessariamente una diminuzione del surriscaldamento della parete per dissipare lo stesso flusso termico.

Analogamente a una situazione con surriscaldamento costante, il passaggio dal flusso a bolle a quello anulare è associato a un aumento del trasporto convettivo. Questo aumento è dovuto alle elevate velocità del vapore, che portano a un incremento del coefficiente di scambio termico. A parità di contributo dall'ebollizione nucleata, ci si aspetterebbe un aumento complessivo del flusso termico con surriscaldamento costante della parete. Tuttavia, un aumento del flusso potrebbe eventualmente causare la soppressione dell'ebollizione nucleata.

Nell'ebollizione satura, si verifica una transizione dal regime dominato dall'ebollizione nucleata, favorito a basse concentrazioni e flussi termici, a un regime convettivo con evaporazione del film liquido.

2.2 Il coefficiente di scambio termico

La legge del raffreddamento in queste condizioni operative è $q(z) = h_{et}(T_p(z) - T_{sat})$,

dove la temperatura di parete è supposta uniforme lungo il perimetro del condotto per ogni valore della coordinata assiale z .

Il coefficiente di scambio termico totale nell'ebollizione satura, indicato come h_{et} , deve tener conto di almeno due meccanismi rilevanti, ma la loro importanza varia lungo la coordinata z : l'ebollizione nucleata e l'evaporazione convettiva. Molte delle correlazioni proposte presentano una combinazione dei coefficienti di scambio termico associati a questi due meccanismi, indicati rispettivamente come h_{en} ed h_{ec} . Questa combinazione viene spesso espressa attraverso una legge di potenza nella formulazione del coefficiente di scambio termico totale.

$$h_{et} = (h_{ec}^n + h_{en}^n)^{1/n}$$

L'andamento di questa relazione per vari valori di n è mostrato nella seguente figura, per un fluido generico e tenendo costanti, il titolo x , il flusso di massa G e la pressione P

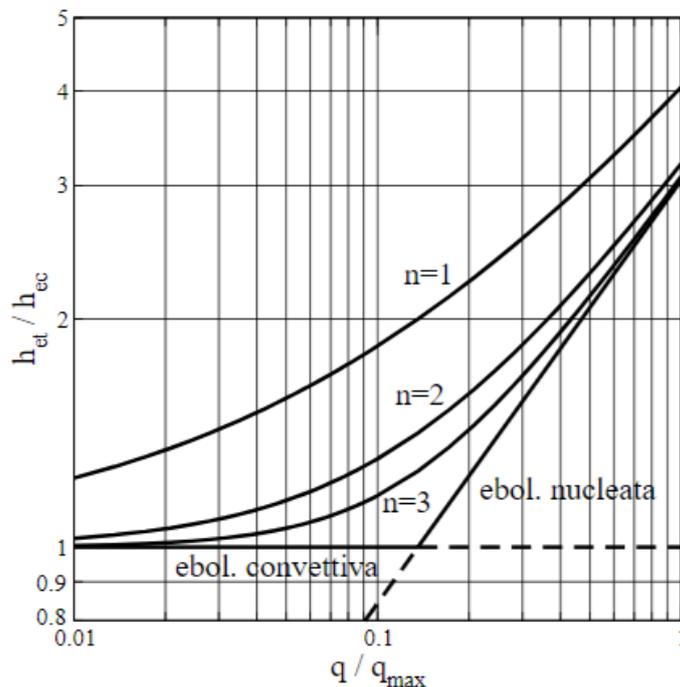


Figura 2.2: andamento legge di potenza al variare di n .

In linea generale, il coefficiente h_{ec} rimane costante e non dipende dal flusso termico. Nella figura, si osserva che tale coefficiente rimane invariato, ma cresce proporzionalmente al titolo e al flusso di massa, i quali favoriscono la presenza di un flusso anulare. Al contrario, nell'ebollizione nucleata, che predomina nei flussi a bolle e a tappi con bassi titoli e flussi di massa, il coefficiente di scambio termico è principalmente influenzato dal flusso di calore, con una dipendenza approssimativamente proporzionale a $q^{0.7}$.

2.3 Correlazioni

Sono ora prese in esame, e confrontate in diverse circostanze, sei correlazioni associate al coefficiente di scambio termico.

Questo approccio mira a fornire una panoramica delle relazioni termiche esistenti, considerando l'impatto di determinati fattori sulla correlazione studiata.

Le correlazioni rappresentano uno strumento fondamentale per la modellazione degli scambiatori di calore nei cicli frigoriferi, i quali impattano notevolmente sull'efficienza dell'intero ciclo.

Questo studio vuole soffermarsi sul coefficiente di scambio termico che caratterizza l'evaporatore di un ciclo frigorifero.

Con questo scopo, sono stati graficati sia i valori locali del coefficiente di scambio termico, indicati con h_{tc} , sia quelli mediati rispetto al titolo, quest'ultimi indicati con HTC.

I parametri presi in considerazione, così come i loro valori, sono riportati nella seguente tabella:

Parametri variabili	
q	1; 2; 5; 10; 20 kW/m^2
ΔT_{wall}	1; 2; 4; 6; 8; 10; 15 $^{\circ}\text{C}$
G	50; 100; 200; 300, 400 $\text{kg/m}^2\text{s}$
D_h	1/4; 3/8; 1/2 “

Dove $\Delta T_{wall} = T_p - T_{sat}$, (utilizzata solo per la correlazione di Chen). Il diametro idraulico, espresso in pollici, si riferisce a tubi con spessore di parete pari a 0.8mm. Si è inoltre ipotizzato l'utilizzo del fluido refrigerante R134a.

I grafici realizzati al variare di questi parametri, sono stati ottenuti per le condizioni UNI12900 di media temperatura:

$$T_{\text{condensazione}} = + 45 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad ; \quad T_{\text{evaporazione}} = - 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

2.3.1 Correlazione di Wattlelet

Questa correlazione utilizza $n = 2.5$

$$h_{et} = (h_{en}^n + h_{ec}^n)^{1/n}$$

Il contributo relativo allo scambio convettivo, h_{ec} , viene calcolato tramite la relazione di Dittus-Boelter e i moltiplicatori F ed R:

$$h_{ec} = FRh_l = FR 0.023 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$$

$$F = 1 + 1.925 X_{tt}^{-0.83}$$

$$R = 1.32 Fr_l^{0.2} \quad \text{per} \quad Fr_l < 0.25$$

$$R = 1 \quad \text{per} \quad Fr_l \geq 0.25$$

La relazione di Cooper è invece utilizzata per la parte relativa all'ebollizione nucleata, trascurando la scabrezza superficiale

$$h_{en} = 55 P_r^{0.12} (-\log_{10}(P_r))^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$$

Il primo termine è posto pari a 55 oppure a 95 se il tubo utilizzato è rispettivamente di acciaio inossidabile oppure di rame.

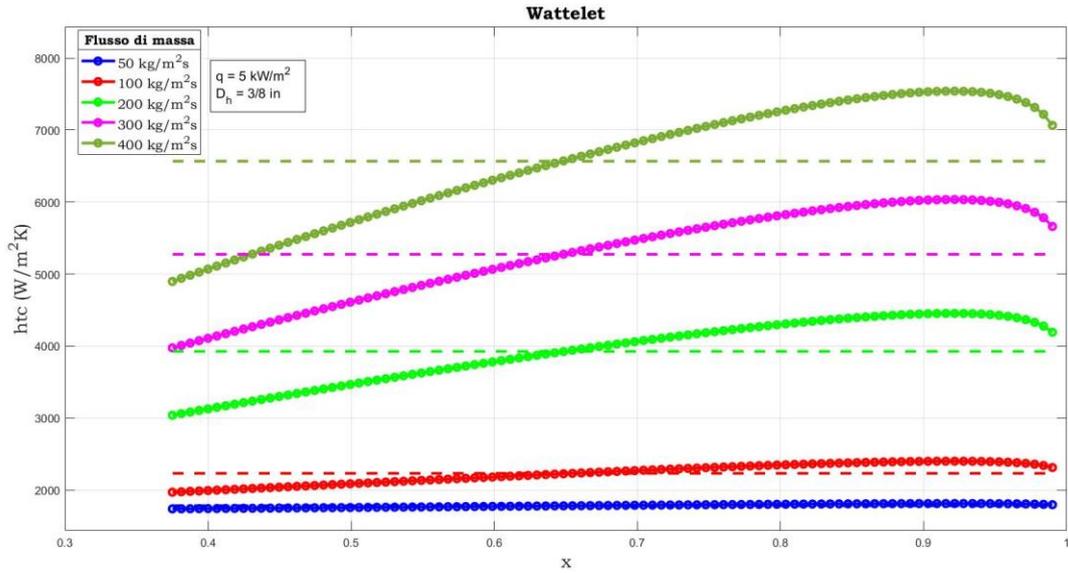


Figura 2.3: Correlazione di Wattlelet, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso di massa G , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

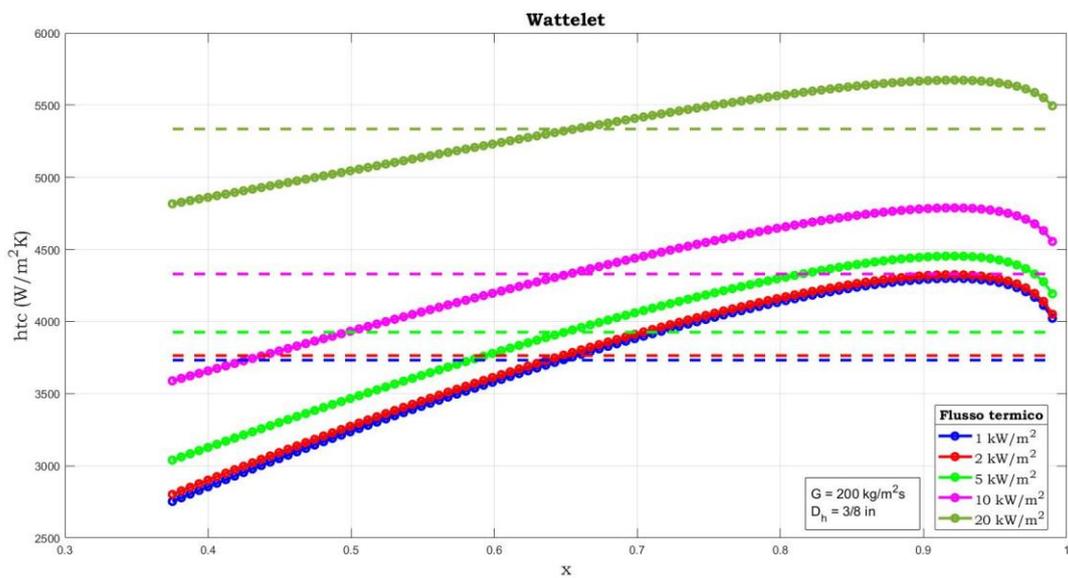


Figura 2.4: Correlazione di Wattlelet, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso termico q , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

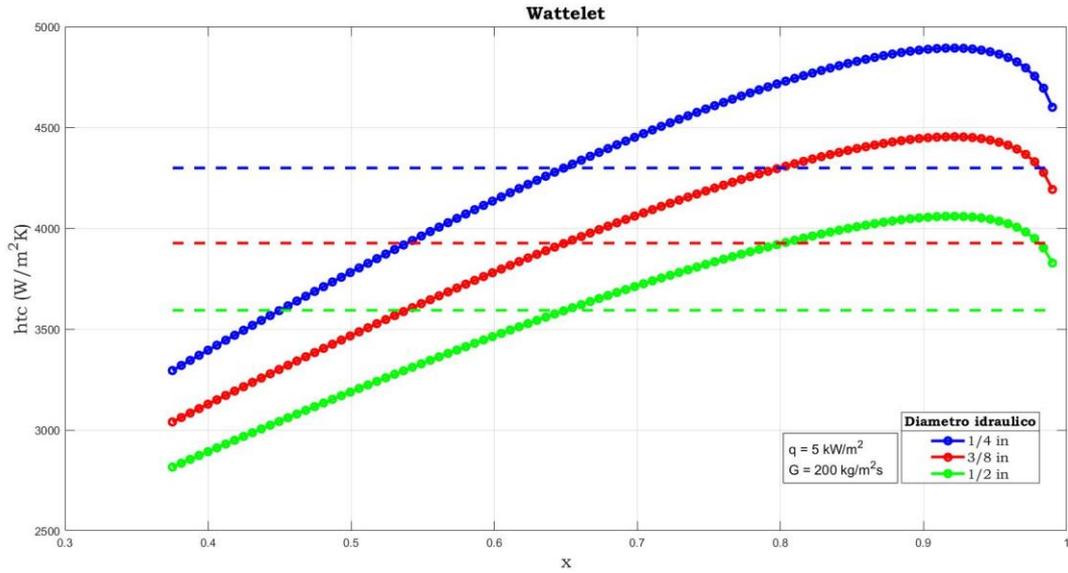


Figura 2.5: Correlazione di Wattelet, andamento htc locale al variare del titolo e del diametro idraulico D_h , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

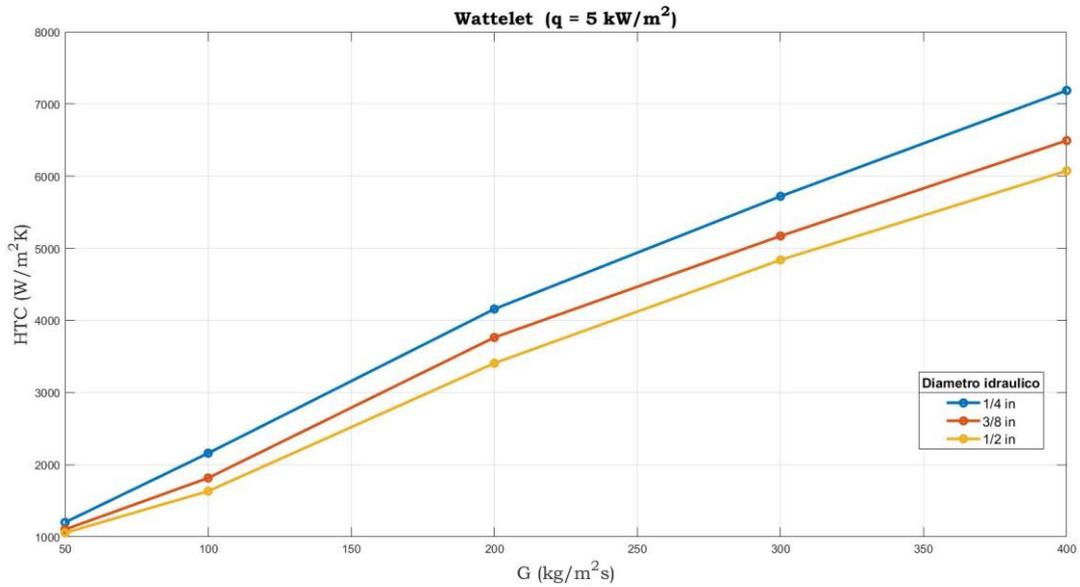


Figura 2.6 Correlazione di Wattelet, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

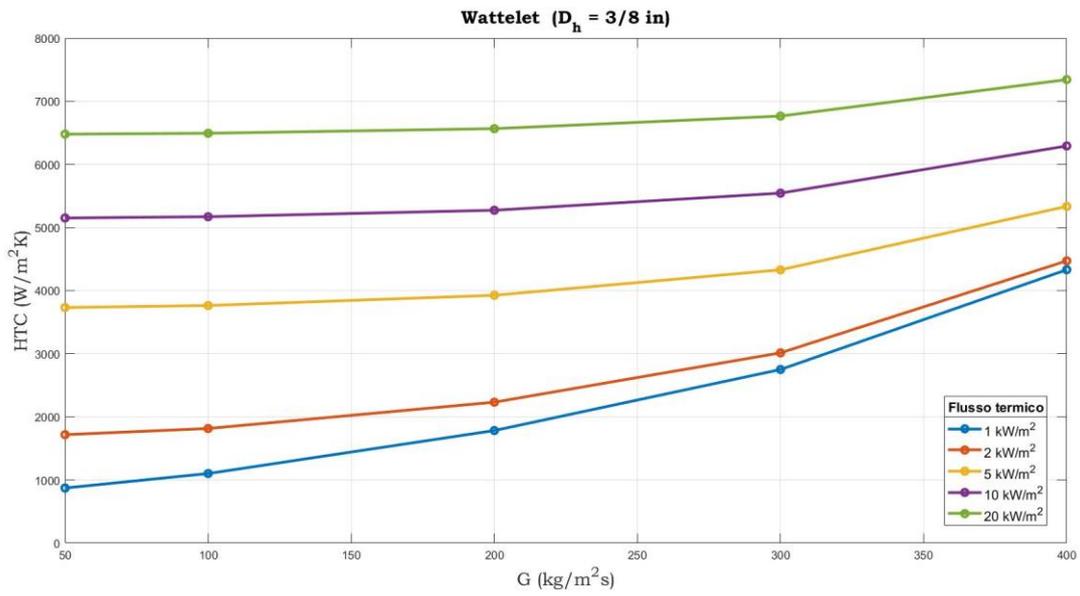


Figura 2.7: Correlazione di Wattelet, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

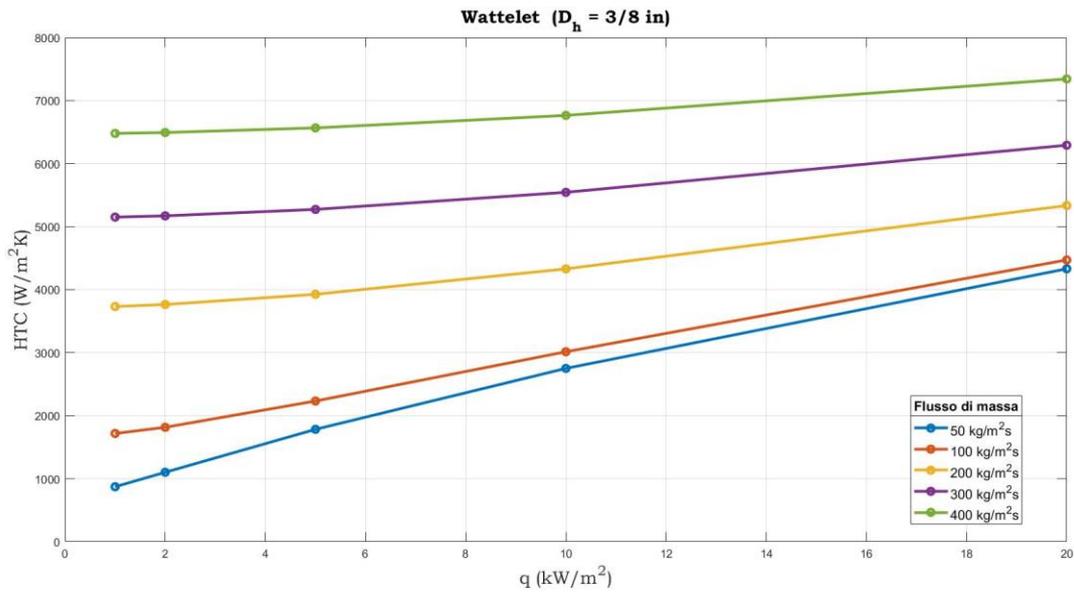


Figura 2.8: Correlazione di Wattelet, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

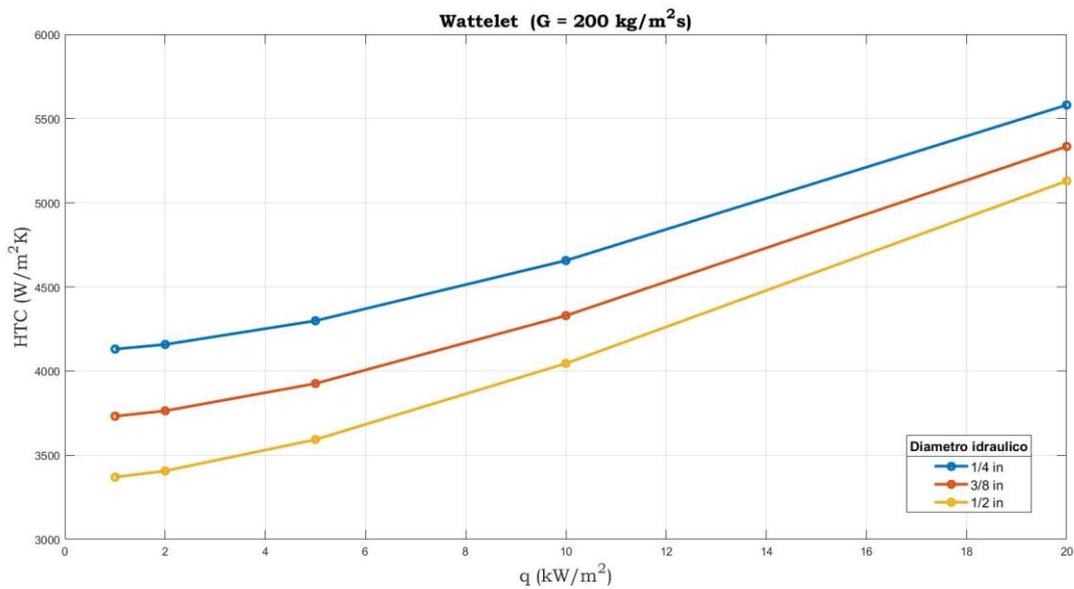


Figura 2.9: Correlazione di Wattelet, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

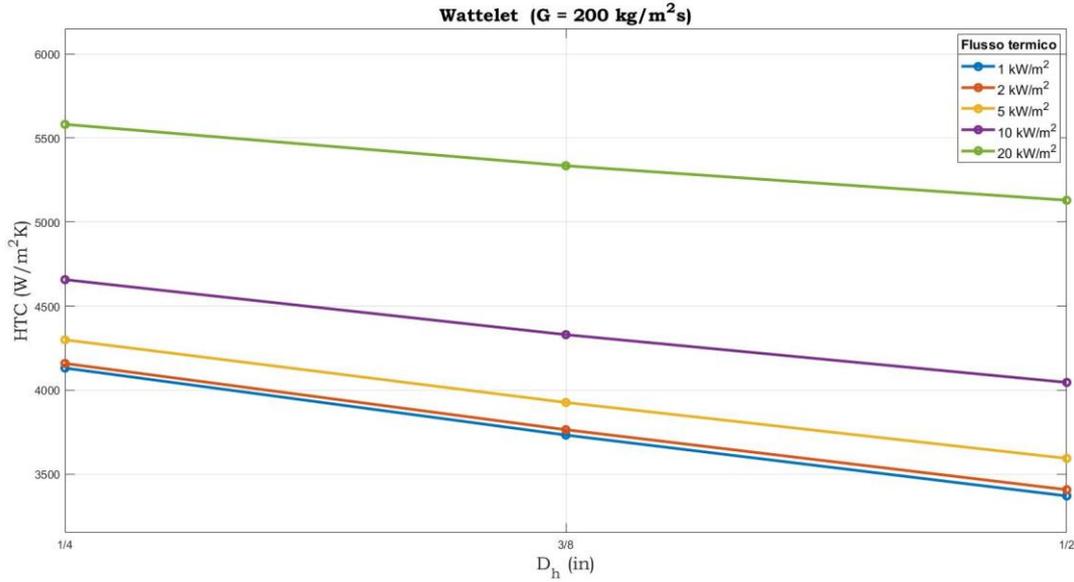


Figura 2.10: Correlazione di Wattelet, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

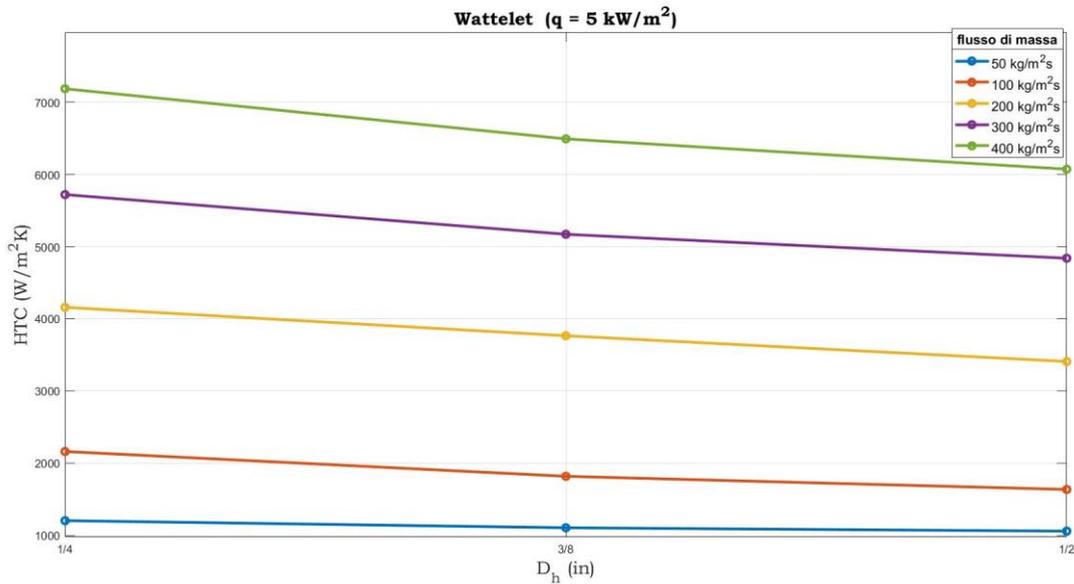


Figura 2.11: Correlazione di Wattelet, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

2.3.2 Correlazione di Chen

Questa correlazione definisce il coefficiente di scambio termico totale come la somma dei coefficienti dei due meccanismi che agiscono contemporaneamente lungo il condotto. Questo equivale ad assumere $n=1$ nella seguente forma asintotica:

$$h_{et} = (h_{en}^n + h_{ec}^n)^{1/n} = h_{en} + h_{ec}$$

Per la parte convettiva si assume che lo scambio termico sia descritto dall'equazione di Dittus-Boelter:

$$h_{ec} = 0.023 \left(\frac{K_{bif}}{D_h} \right) Re_{bif}^{0.8} Pr_{bif}^{0.4}$$

Dove il pedice *bif* caratterizza quantità fisiche e numeri adimensionali del flusso bifase.

Dato che la validità della correlazione si estende fino a regimi anulari, nei quali il liquido è sempre a contatto con la parete, è possibile assumere:

$$k_{bif} \sim k_l \quad \text{e} \quad Pr_{bif} \sim Pr_l$$

Dai dati sperimentali risulta che:

$$h_{ec} = F h_l = F 0.023 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$$

$$\text{con} \quad F(X_{tt}) = 2.35 \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.736} \quad \text{per } X_{tt} < 10$$

$$\text{altrimenti } F(X_{tt}) = 1$$

Il moltiplicatore F soddisfa la relazione $F \geq 1$ e tiene conto del fatto che, in condizioni stazionarie, il vapore che si forma lungo il condotto deve accelerare rispetto al liquido per mantenere costante la portata di massa.

Per il contributo dell'ebollizione nucleata si considera l'analisi di Forster e Zuber (1955) corretta secondo il modello di Hsu, il quale suggerisce che, in convezione forzata alcuni centri di nucleazione diventano inattivi e l'ebollizione nucleata è in parte ridotta.

$$h_{en} = S h_{FZ}$$

Dove

$$h_{FZ} = 0.0012 \left(\frac{k_l^{0.79} c_{p,l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} \Delta h_{l,v}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) (T_p - T_{sat})^{0.24} (P_{sat}(T_p) - P_l)^{0.75}$$

Il fattore di soppressione S soddisfa $S < 1$ ed è funzione del parametro di Martinelli tramite F

$$S = \frac{1}{1 + 2.56 \cdot 10^{-6} (Re_l F^{1.25})^{1.17}}$$

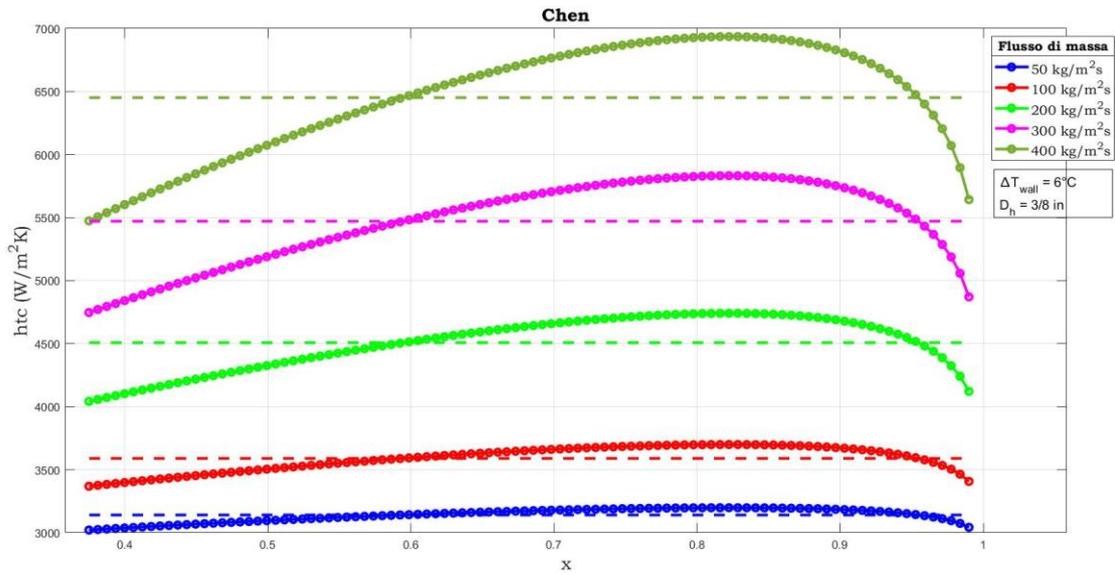


Figura 2.12: Correlazione di Chen, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso di massa G , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

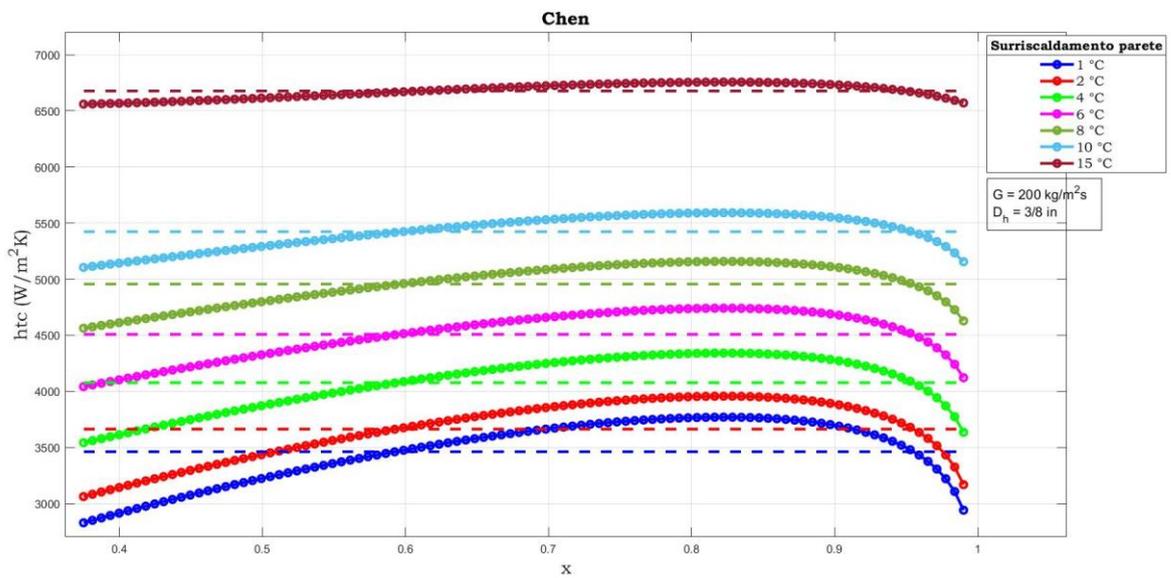


Figura 2.13: Correlazione di Chen, andamento htc locale al variare del titolo e del surriscaldamento a parete ΔT_{wall} , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

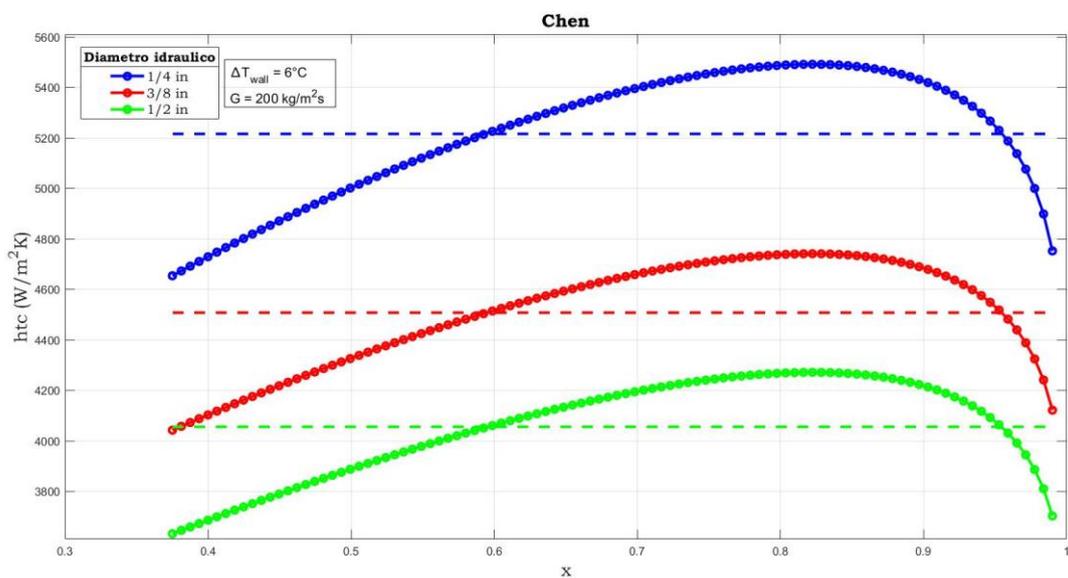


Figura 1.14: Correlazione di Chen, andamento h_{tc} locale al variare del titolo e del diametro idraulico D_h , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

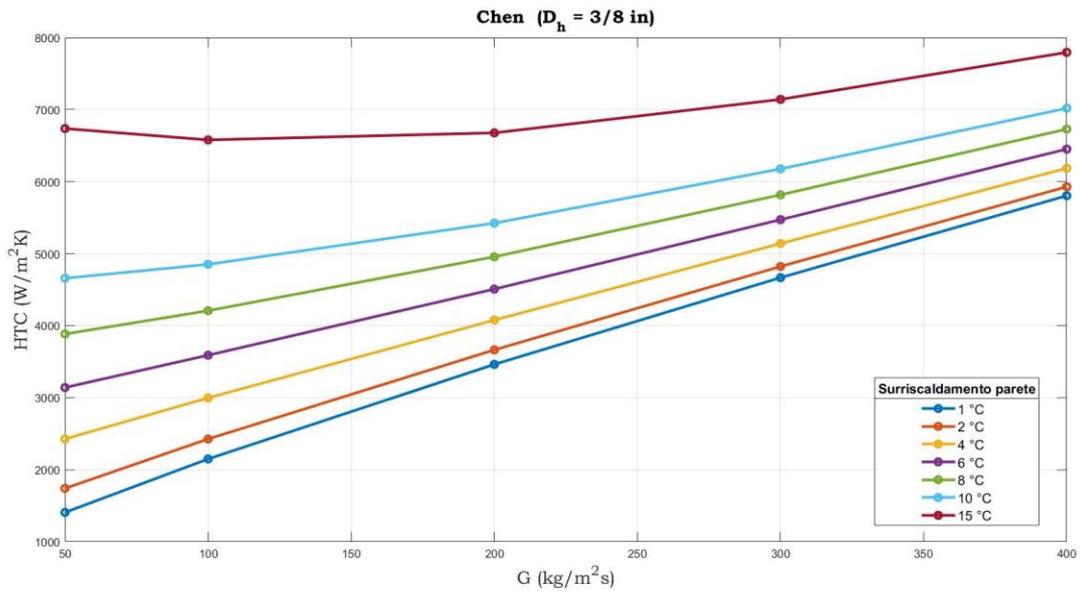


Figura 2.15: Correlazione di Chen, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del surriscaldamento a parete ΔT_{wall} . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

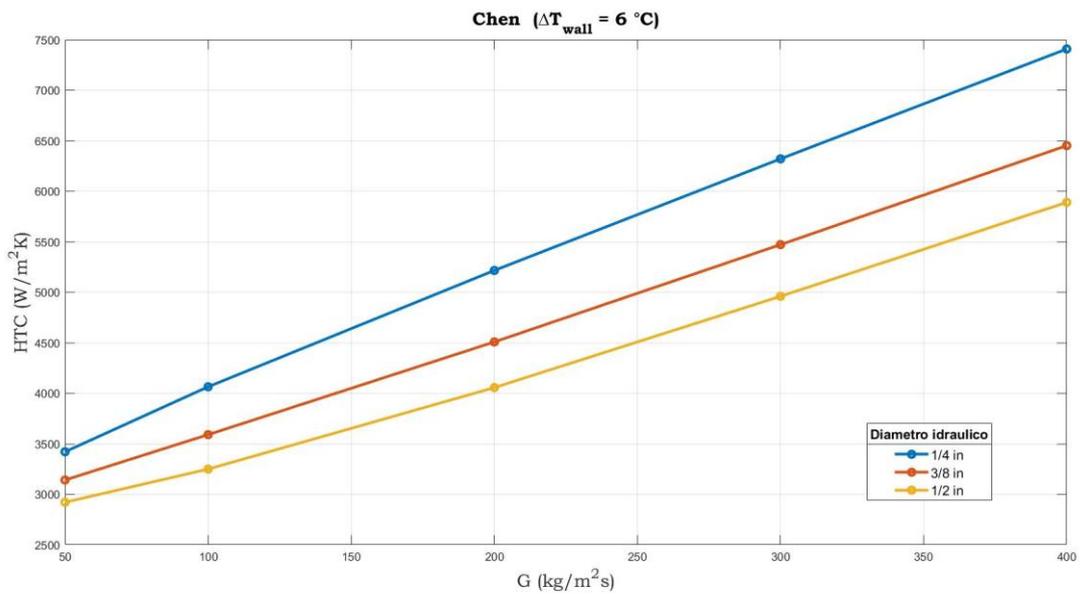


Figura 2.16: Correlazione di Chen, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

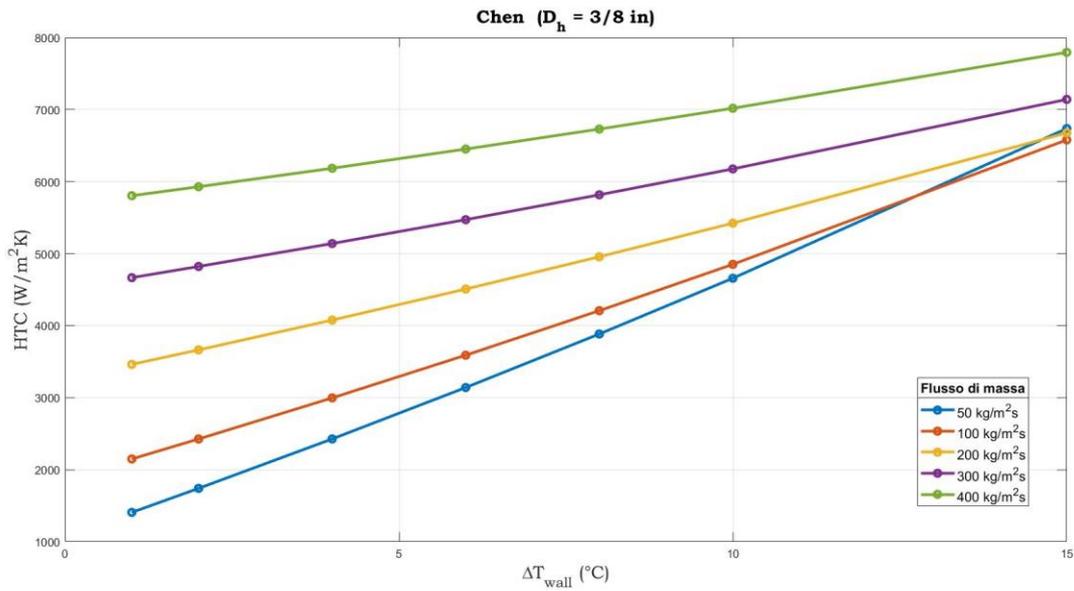


Figura 2.17: Correlazione di Chen, andamento HTC medio al variare del surriscaldamento a parete ΔT_{wall} e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

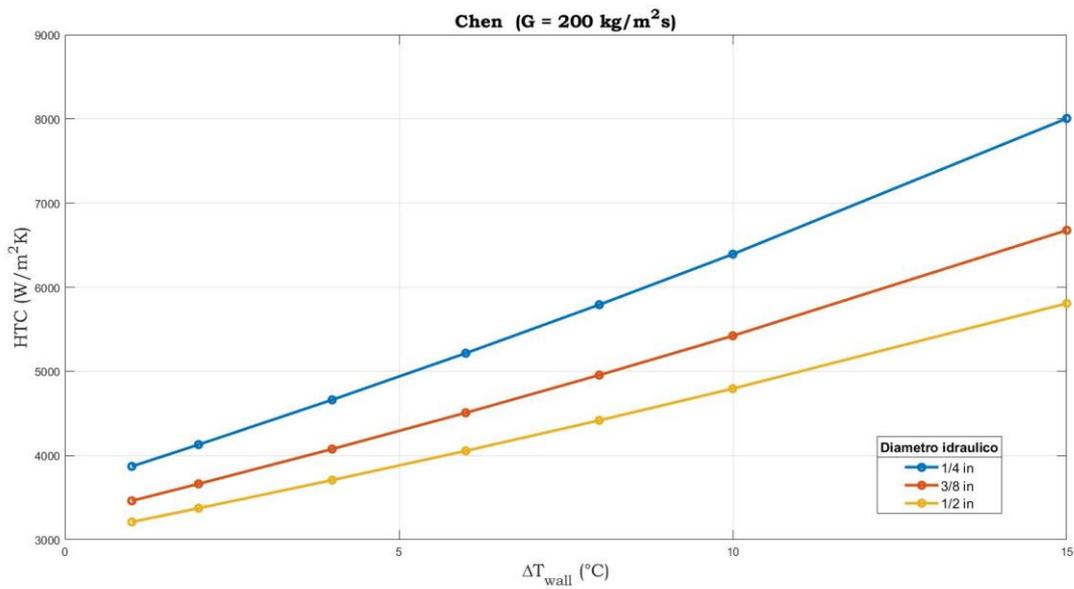


Figura 2.18: Correlazione di Chen, andamento HTC medio al variare del surriscaldamento a parete ΔT_{wall} e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

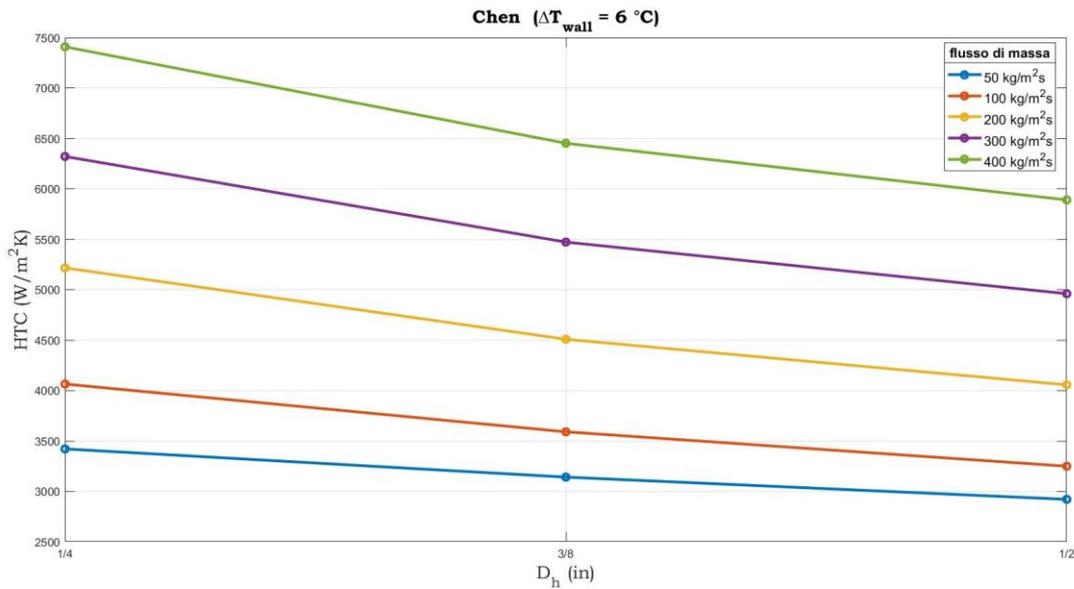


Figura 2.19: Correlazione di Chen, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

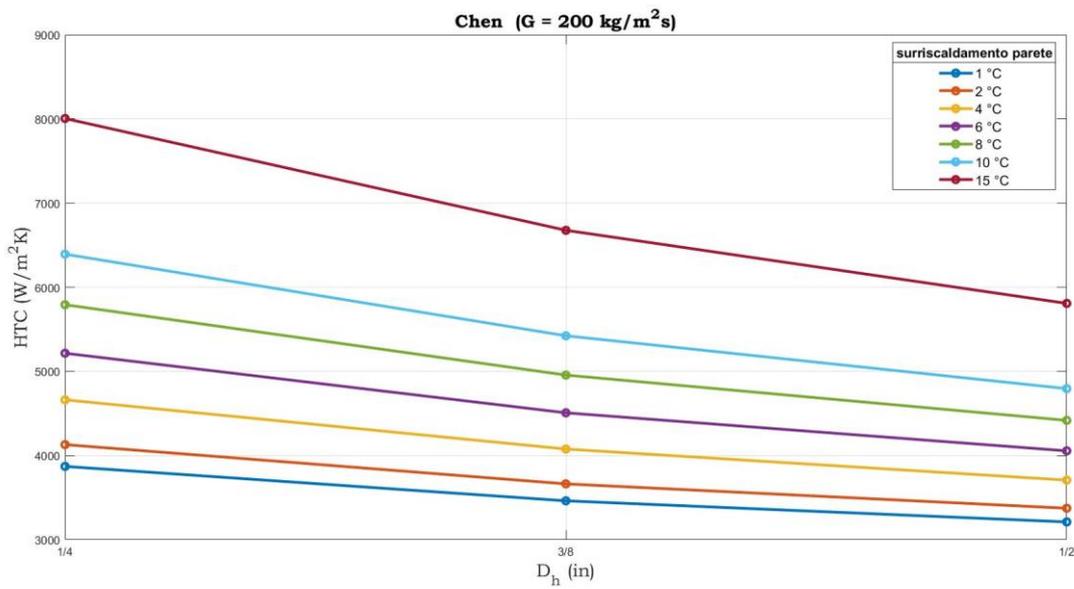


Figura 2.20: Correlazione di Chen, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del surriscaldamento a parete ΔT_{wall} . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

2.3.3 Correlazione di Gungor-Winterton (1986)

Come nella correlazione di Chen, si assume $n=1$, e perciò:

$$h_{et} = h_{en} + h_{ec} = S h_c + F h_l$$

Per la parte convettiva viene utilizzata la relazione di Dittus-Bolter per il solo liquido

$$h_l = 0.023 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$$

Definendo poi il moltiplicatore F , funzione del parametro di Martinelli e del numero di ebollizione Bo .

$$Bo = \frac{q}{G \Delta h_{l,v}}$$

$$F = 1 + 2.4 \cdot 10^4 Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86}$$

Il contributo relativo all'ebollizione nucleata è calcolato tramite la relazione di Cooper, senza tener conto dell'effetto della scabrezza superficiale

$$h_c = 55 P_r^{0.12} (-0.4343 \ln(P_r))^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$$

Il fattore S è definito tramite la seguente espressione empirica

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \cdot 10^{-6} F^2 Re_l^{1.17}}$$

La correlazione prevede una dipendenza dal numero di Froude della fase liquido se viene utilizzata per tubi orizzontali.

Per $Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_h} < 0.05$ occorre correggere i fattori F ed S, moltiplicandoli

rispettivamente per:

$$F^* = Fr_l^{(0.1-2Fr_l)} \quad e \quad S^* = Fr_l^{0.5}$$

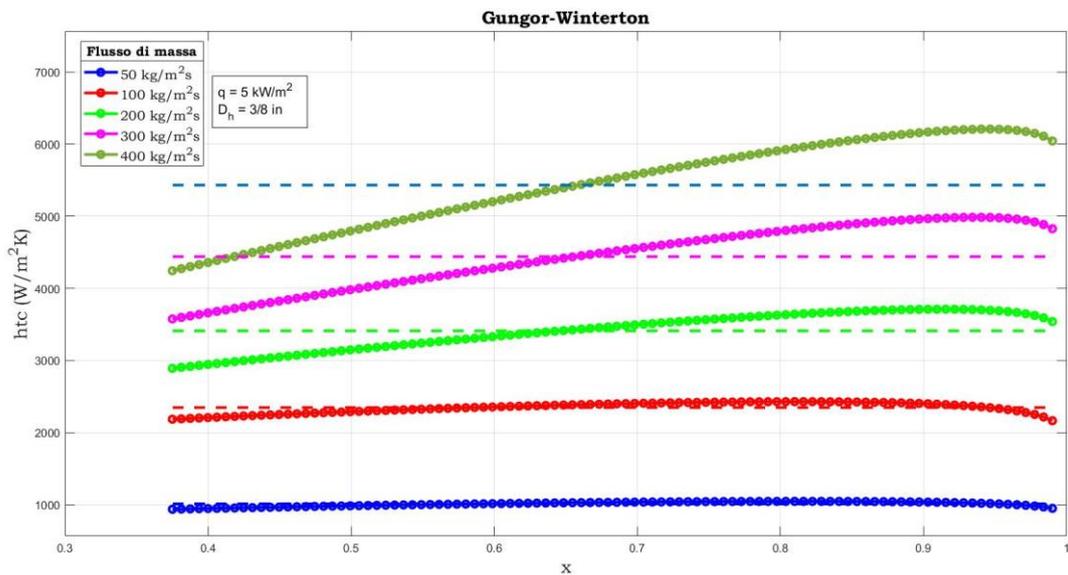


Figura 2.21: Correlazione di Gungor-Winterton, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso di massa G, con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

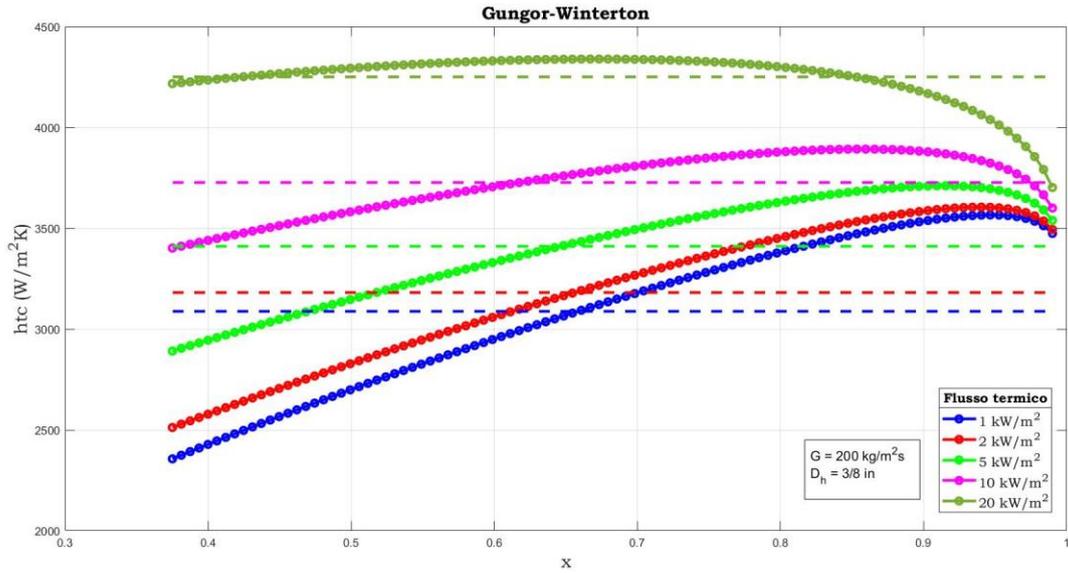


Figura 2.22: Correlazione di Gungor-Winterton, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso termico q , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

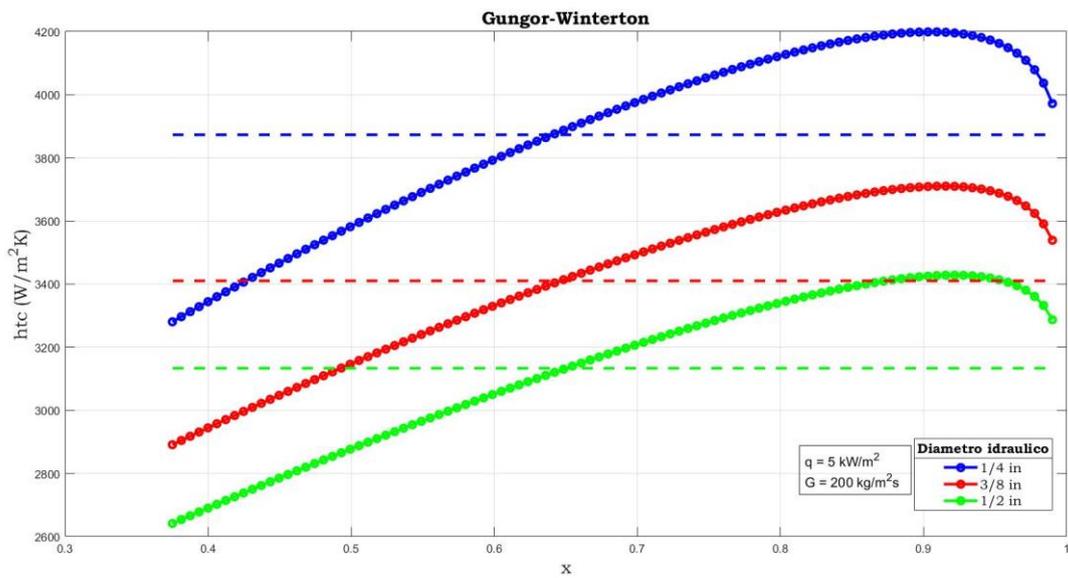


Figura 2.23: Correlazione di Gungor-Winterton, andamento htc locale al variare del titolo e del diametro idraulico D_h , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

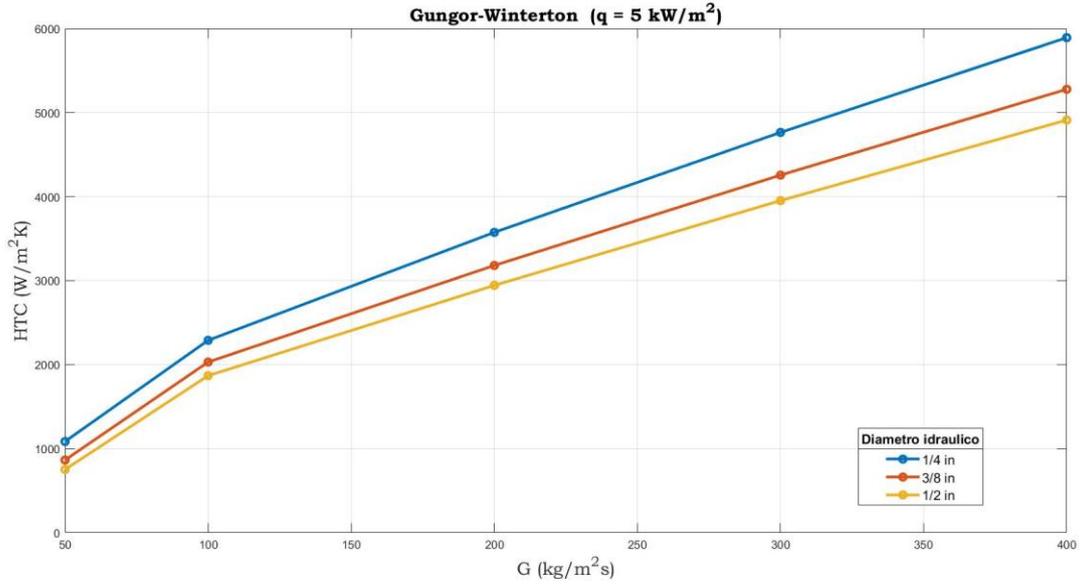


Figura 2.23: Correlazione di Gungor-Winterton, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

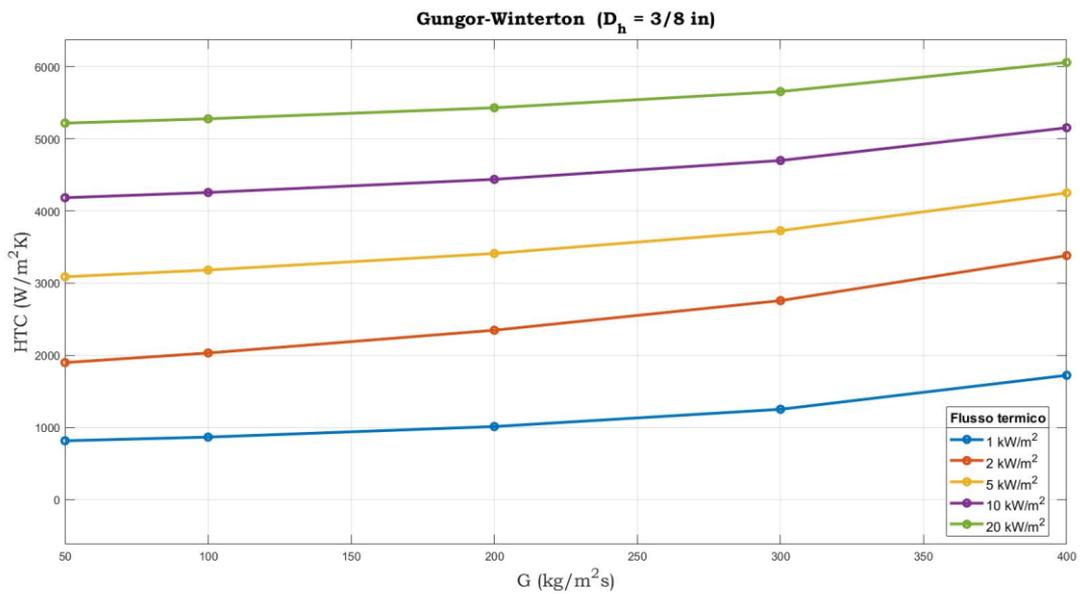


Figura 2.24: Correlazione di Gungor-Winterton, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

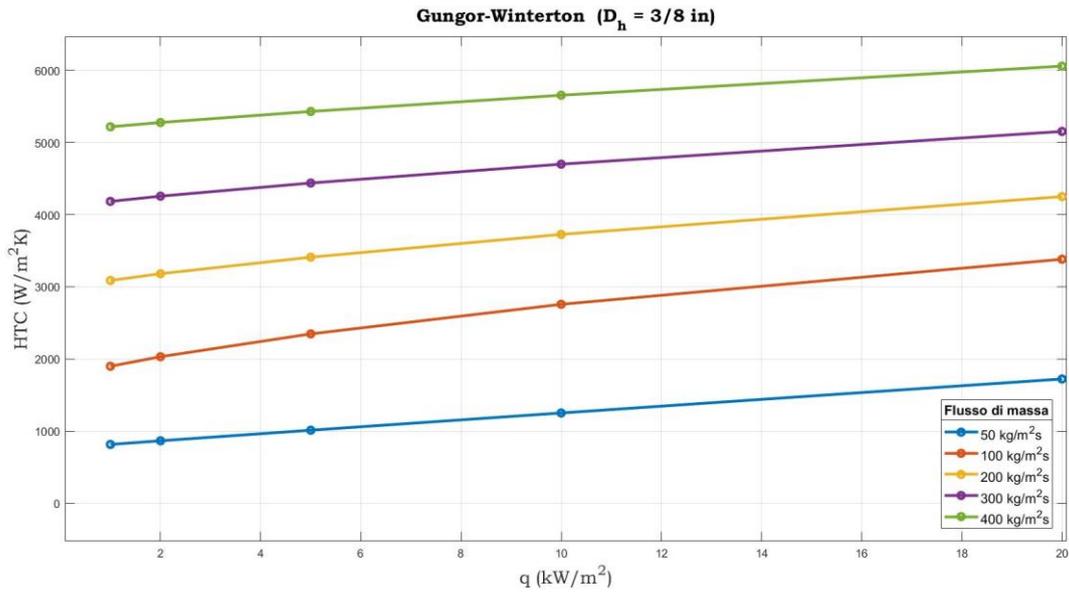


Figura 2.25: Correlazione di Gungor-Winterton, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

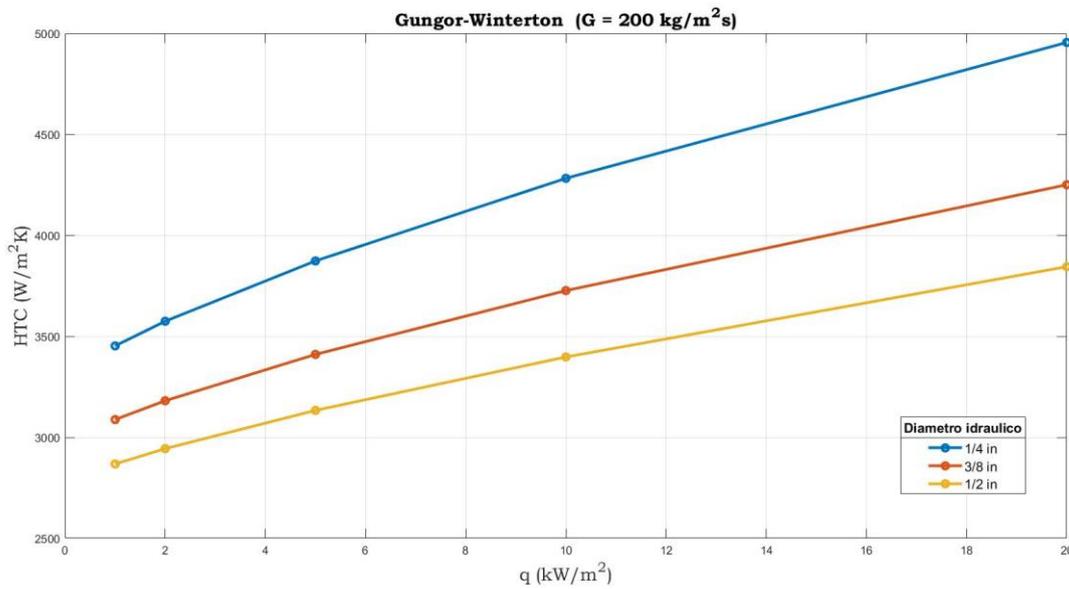


Figura 2.26: Correlazione di Gungor-Winterton, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

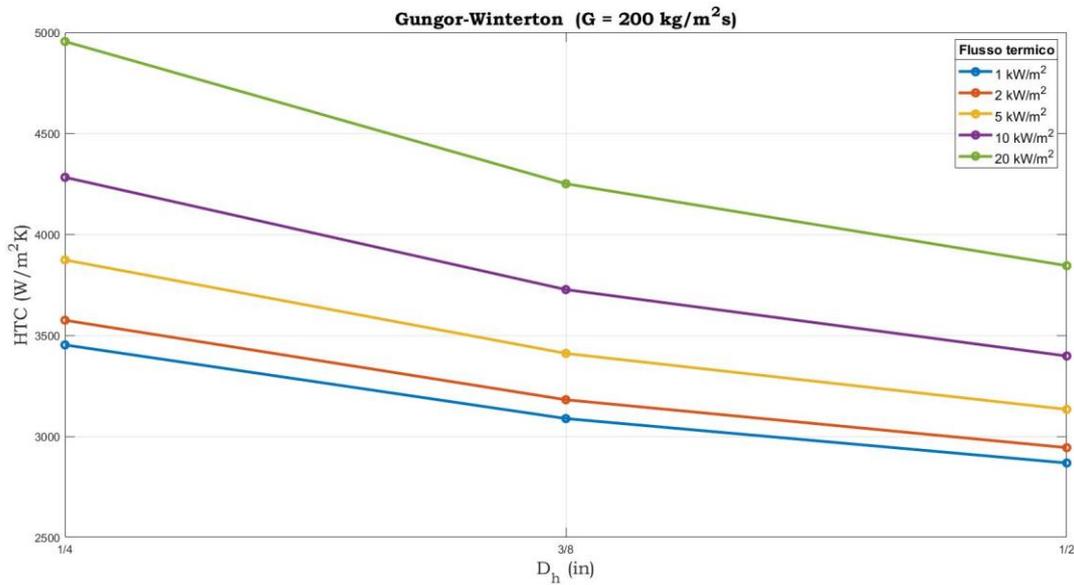


Figura 2.27: Correlazione di Gungor-Winterton, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

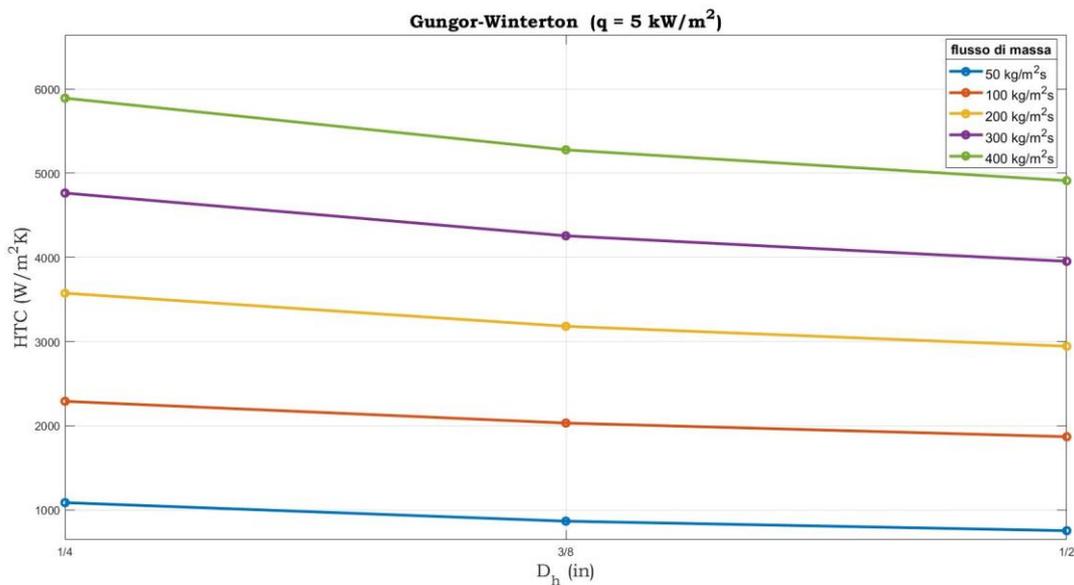


Figura 2.28: Correlazione di Gungor-Winterton, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

2.3.4 Correlazione di Jung-Radermacher

Il coefficiente di scambio totale è calcolato come somma di due contributi, ognuno relativo ad un metodo di scambio presente nel tubo.

$$h_{et} = Nh_{en} + Fh_l$$

Il contributo h_l è calcolato tramite la relazione di Dittus-Boelter, il moltiplicatore F è funzione del parametro di Martinelli X_{tt}

$$h_l = 0.023 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$$

$$F = 2.37 \left(0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85}$$

Per l'ebollizione nucleata occorre calcolare il numero di ebollizione Bo ed il diametro della bolla ad inizio ebollizione

$$Bo = \frac{q}{G \Delta h_{l,v}}$$

$$D_b = 0.0146\beta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5}$$

A questo punto, il parametro di soppressione N risulta essere:

$$N = 4048 X_{tt}^{1.22} Bo^{1.13} \quad \text{per } X_{tt} \leq 1$$

$$N = 2.0 - 0.1 X_{tt}^{-.28} Bo^{-0.33} \quad \text{per } 1 < X_{tt} \leq 5$$

$$h_{en} = 207 \frac{k_l}{D_b} \left(\frac{q D_b}{k_l T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533}$$

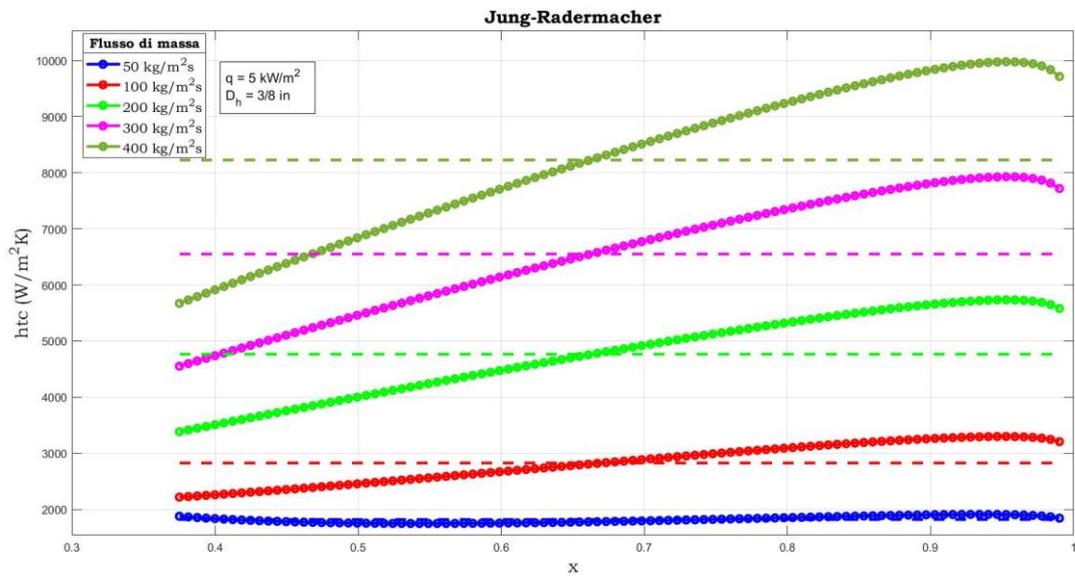


Figura 2.30: Correlazione di Jung-Radermacher, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso di massa G, con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

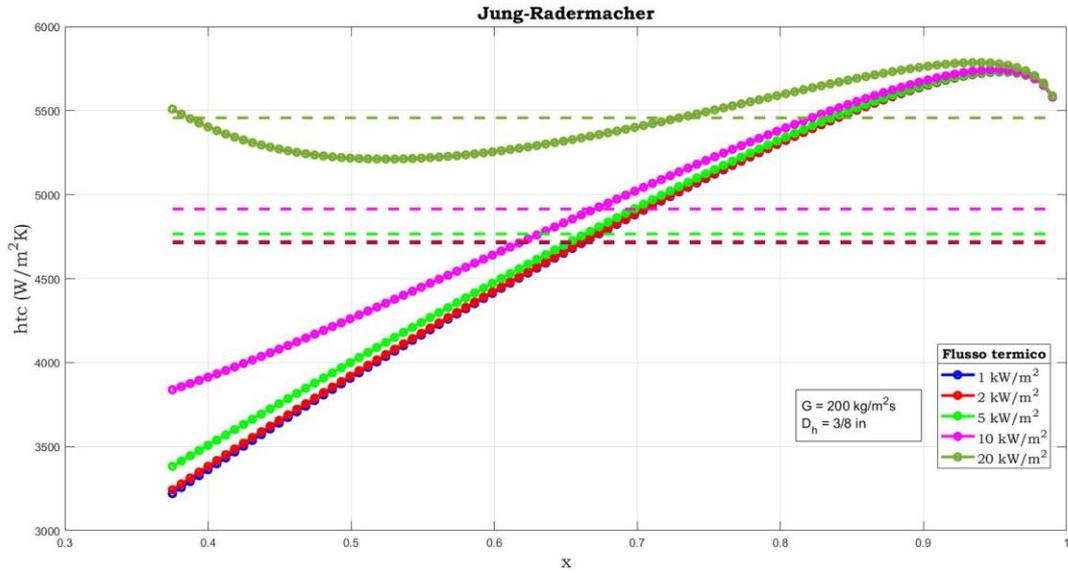


Figura 2.31: Correlazione di Jung-Radermacher, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso termico q con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

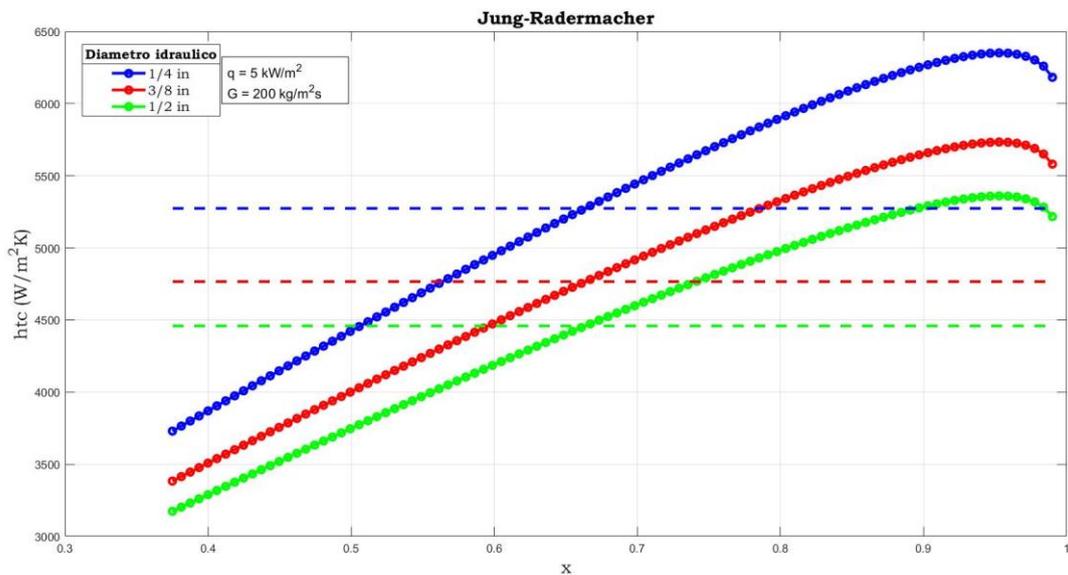


Figura 2.32: Correlazione di Jung-Radermacher, andamento htc locale al variare del titolo e del diametro idraulico D_h , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

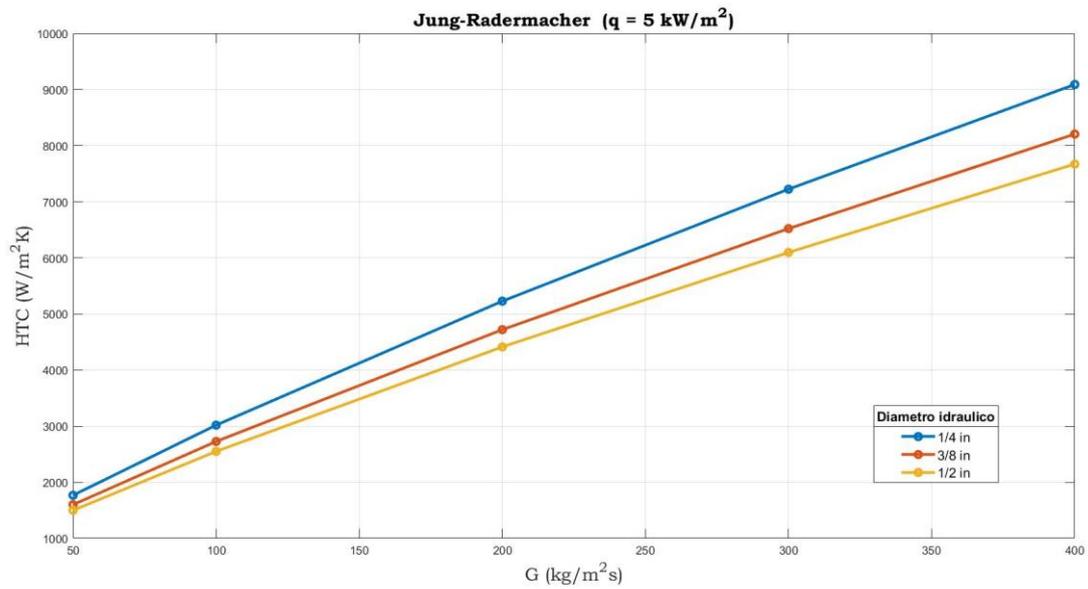


Figura 9: Correlazione di Jung-Radermacher, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

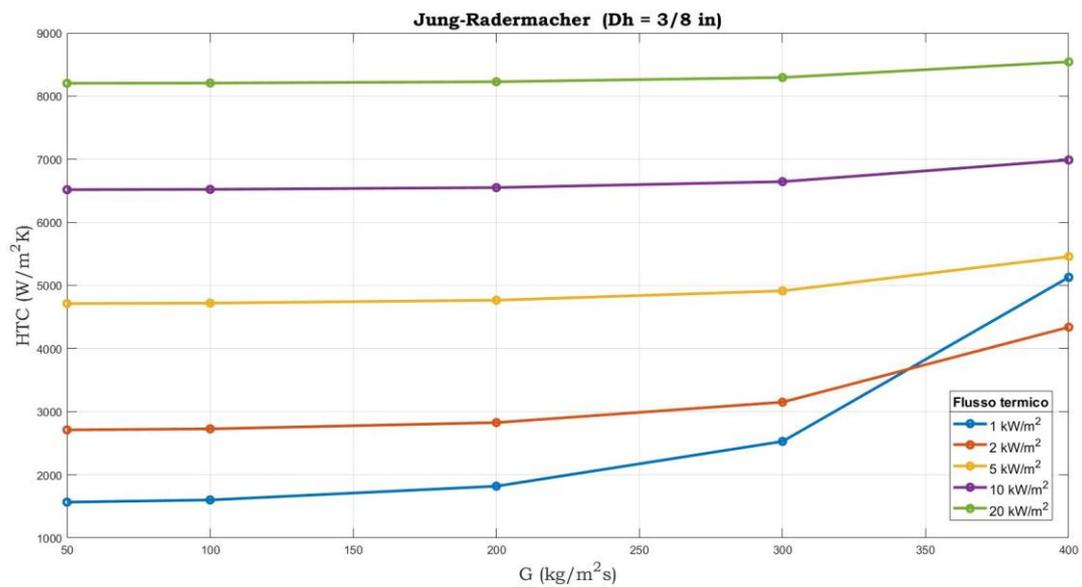


Figura 2.34: Correlazione di Jung-Radermacher, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

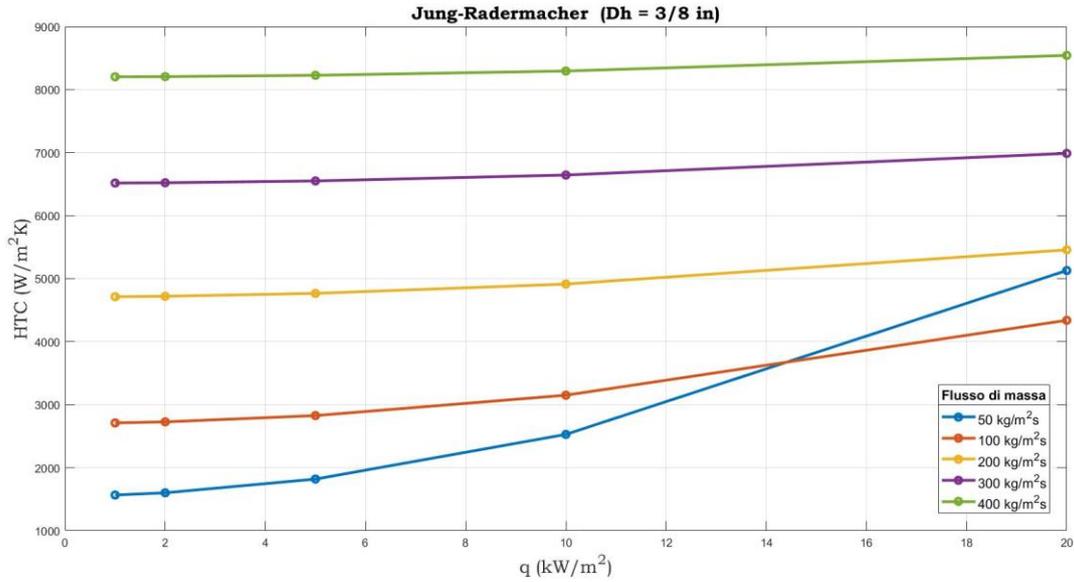


Figura 2.35: Correlazione di Jung-Radermacher, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

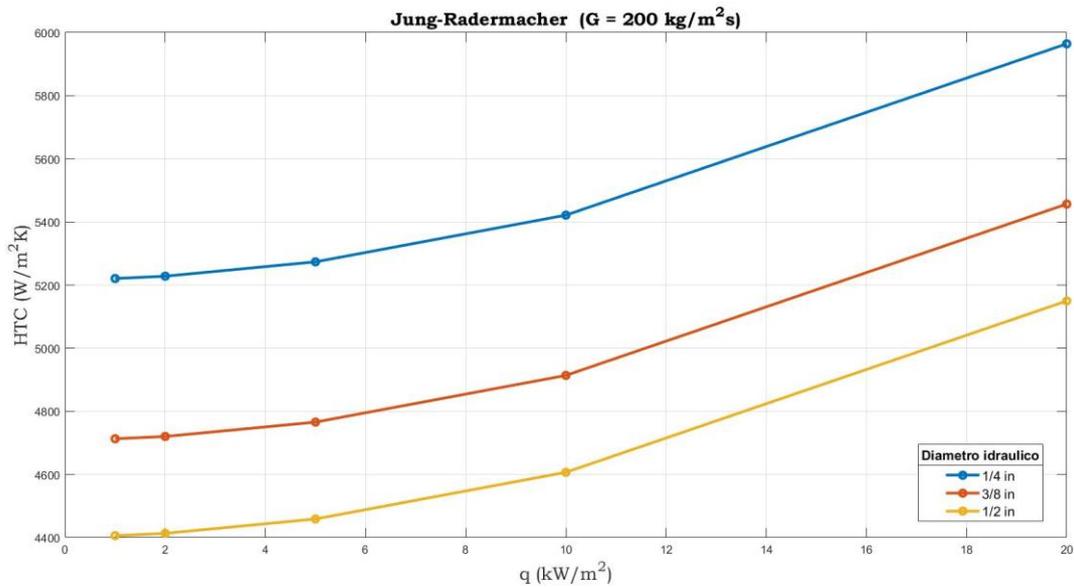


Figura 2.36: Correlazione di Jung-Radermacher, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

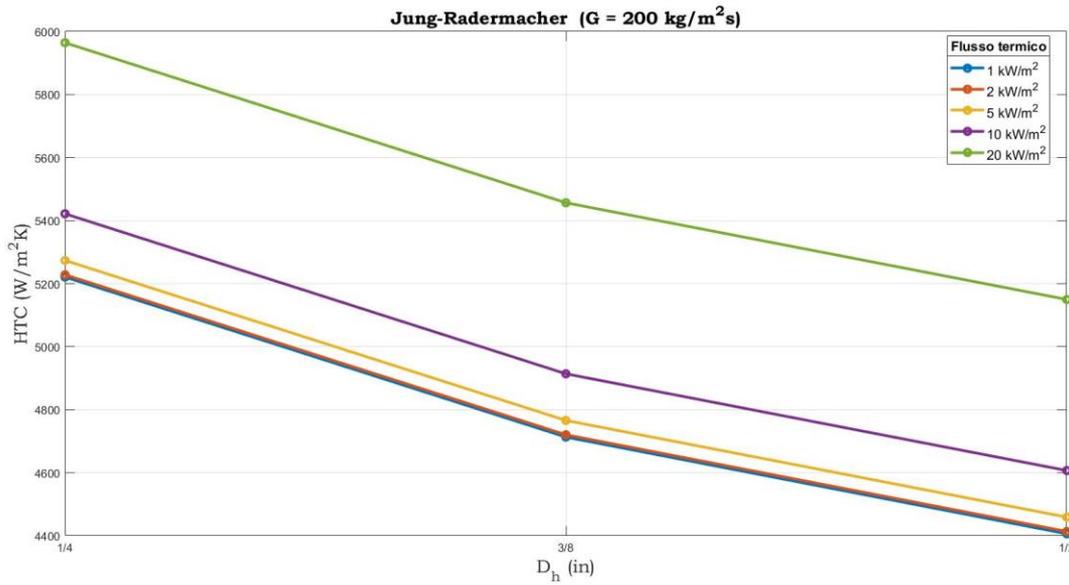


Figura 2.37: Correlazione di Jung-Radermacher, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

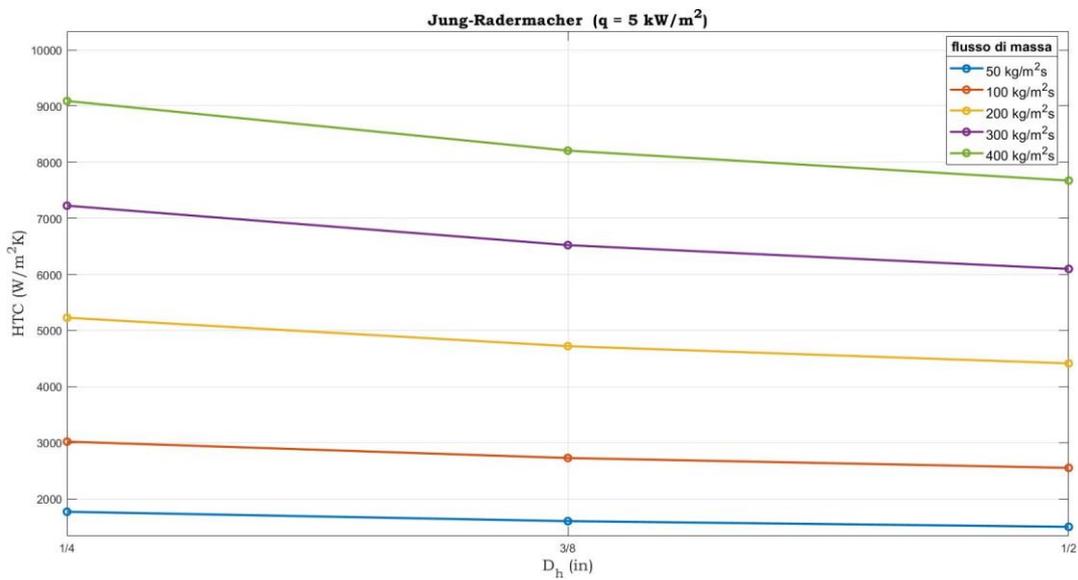


Figura 2.38: Correlazione di Jung-Radermacher, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

2.3.5 Correlazione di Liu-Winterton (1990)

Per questa correlazione si assume $n=2$

$$h_{ec} = [(Eh_l)^2 + (Sh_{en})^2]^{0.5}$$

Il contributo relativo allo scambio convettivo è calcolato tramite la relazione di Dittus-Boelter, quello relativo all'ebollizione nucleata tramite Cooper.

$$h_l = 0.023 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$$

$$h_{en} = 55 P_r^{0.12} (-\log_{10}(P_r))^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$$

I moltiplicatori E ed S sono calcolati come segue:

$$E = \left[1 + x \left(\frac{P}{P_{crit}} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0.35}$$

$$S = [1 + 0.055E^{0.1}(Re_l)^{0.16}]^{-1}$$

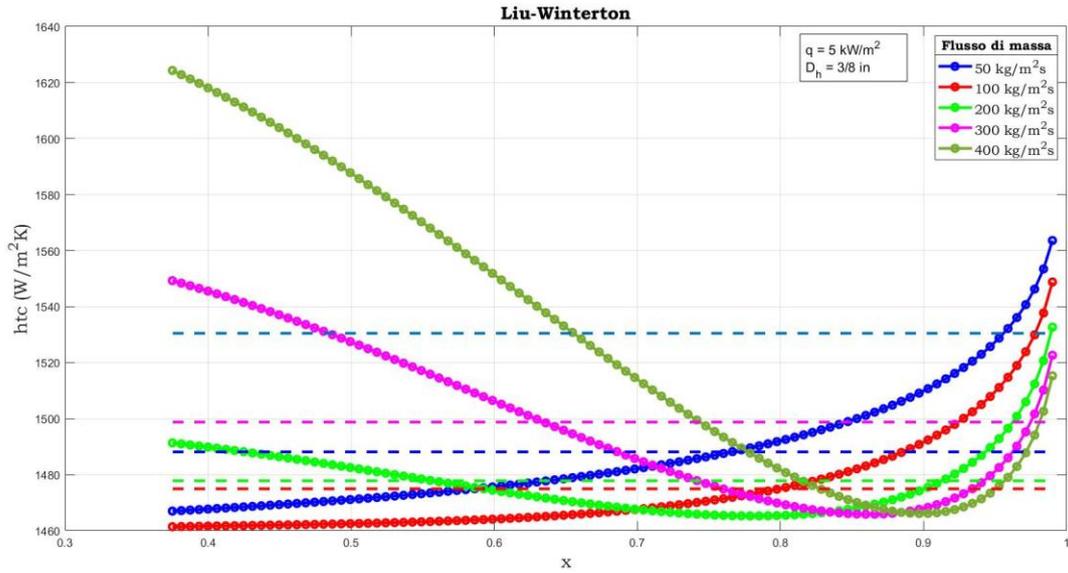


Figura 2.39: Correlazione di Liu-Winterton, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso di massa G , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

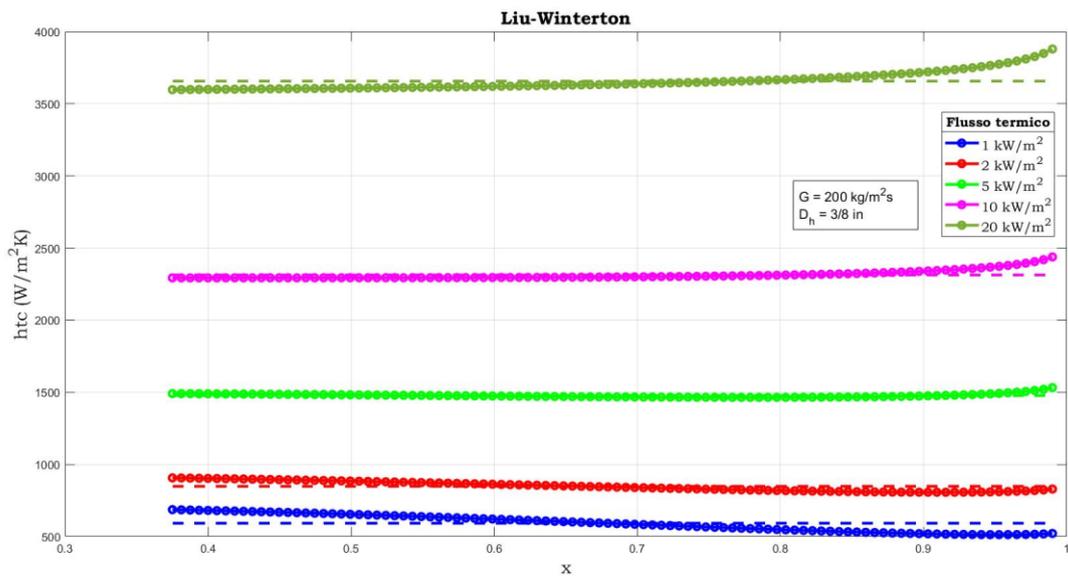


Figura 2.40: Correlazione di Liu-Winterton, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso termico q , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

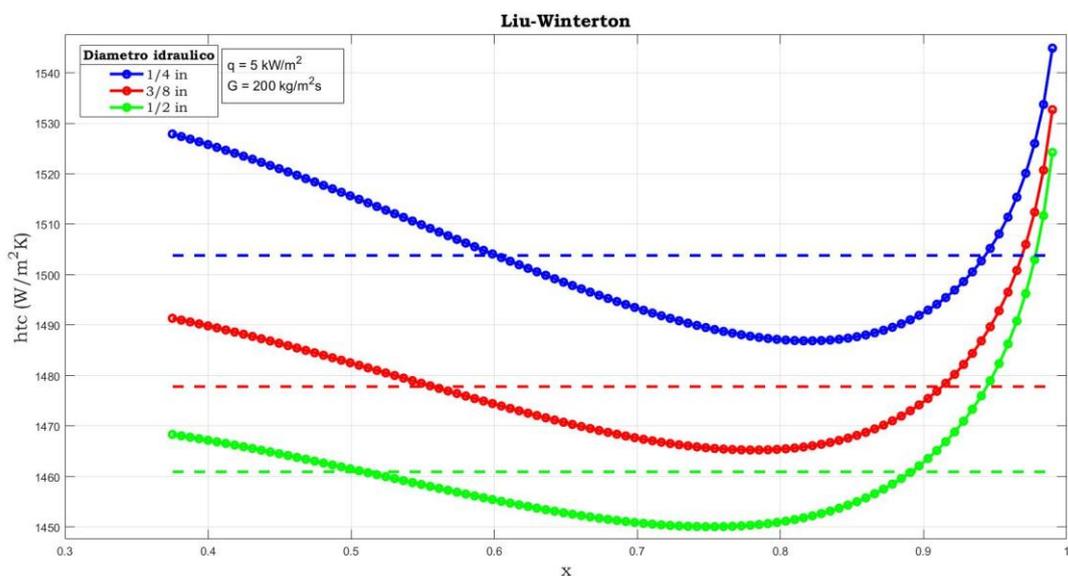


Figura 2.41: Correlazione di Liu-Winterton, andamento htc locale al variare del titolo e del diametro idraulico $D_{h,v}$, con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

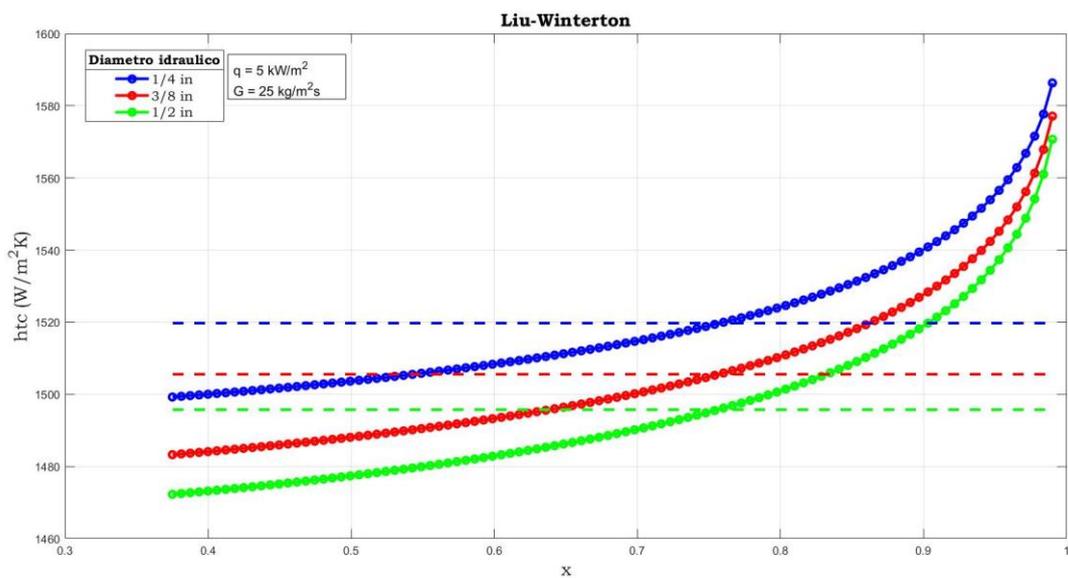


Figura 2.42: Correlazione di Liu-Winterton, andamento htc locale al variare del titolo e del diametro idraulico $D_{h,v}$, con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

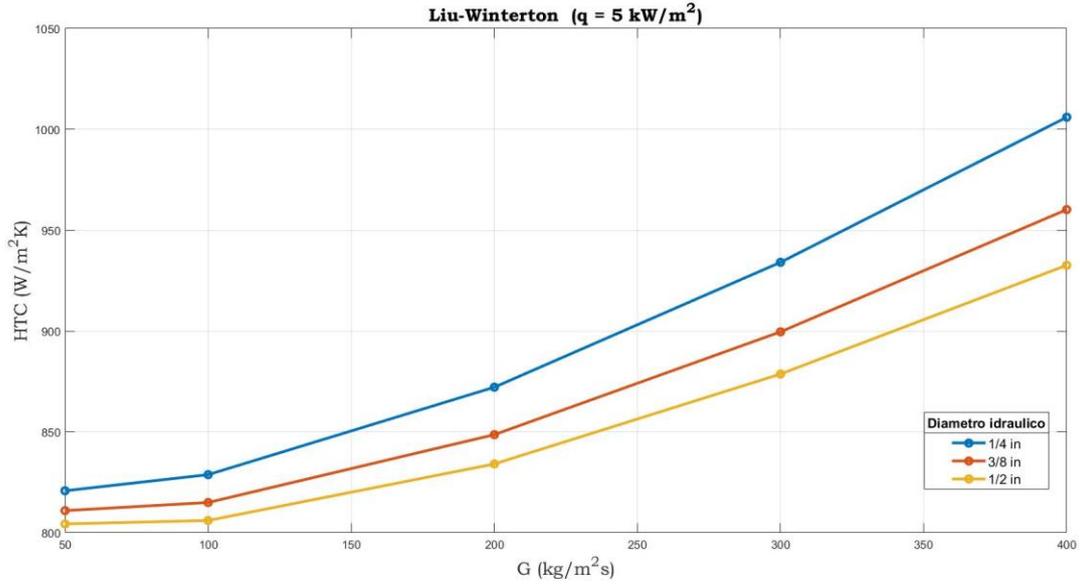


Figura 2.43: Correlazione di Liu-Winterton, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

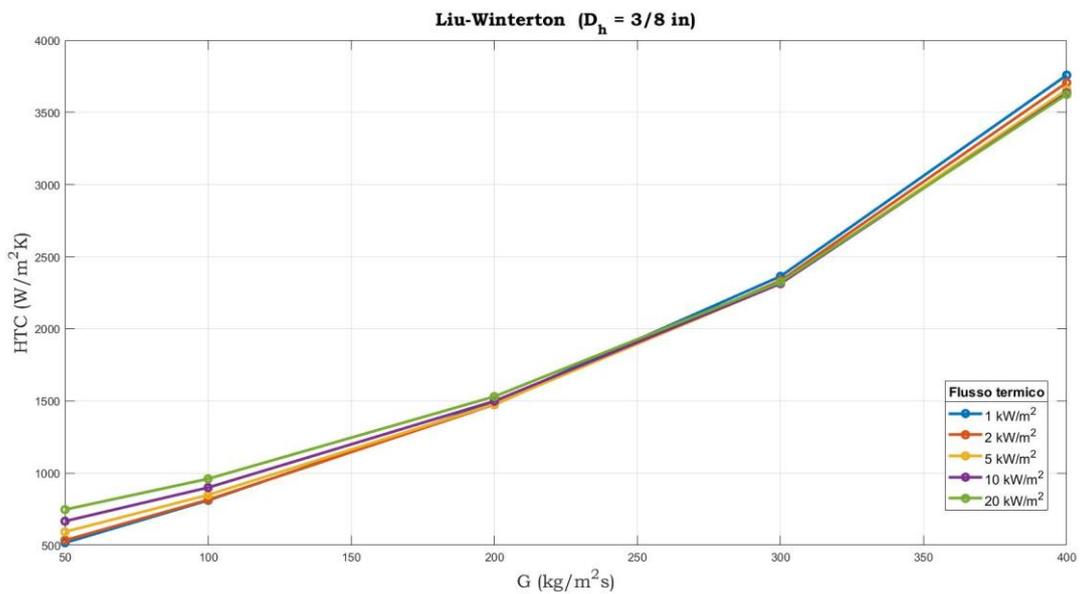


Figura 2.44: Correlazione di Liu-Winterton, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

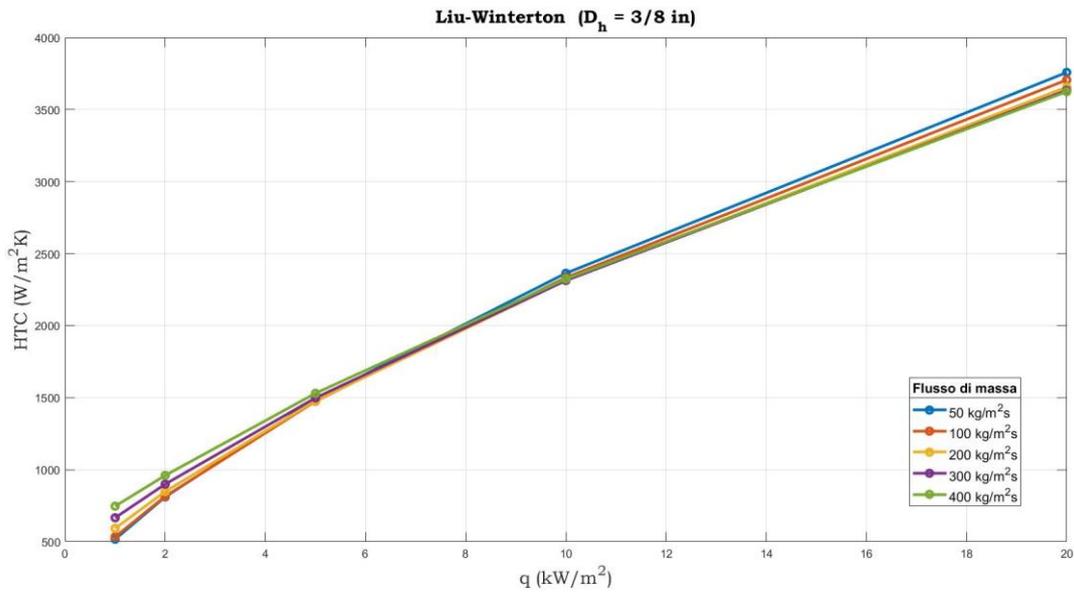


Figura 2.45: Correlazione di Liu-Winterton, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

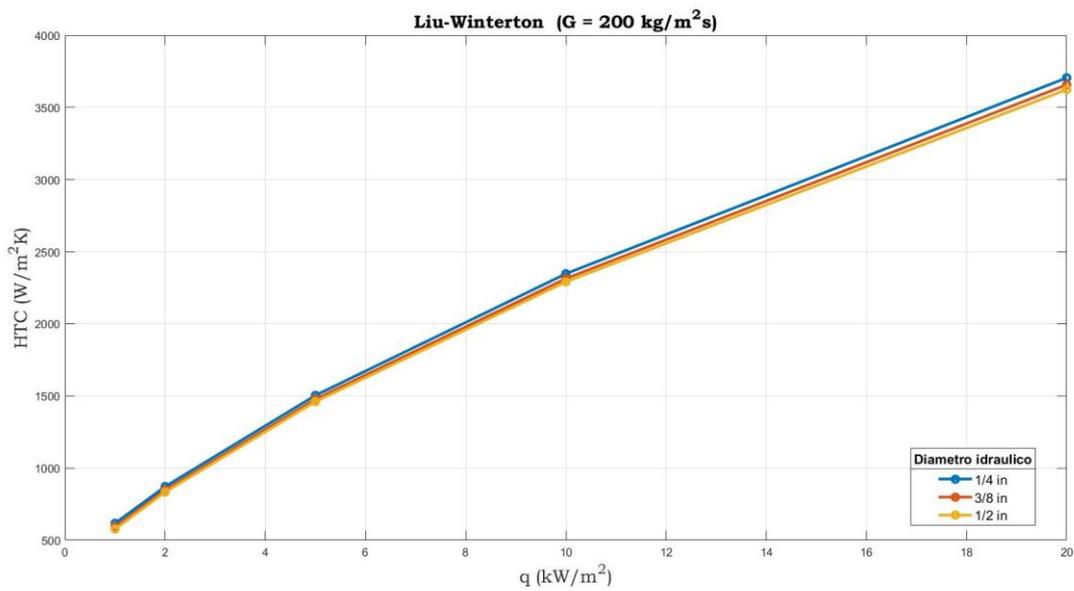


Figura 2.46: Correlazione di Liu-Winterton, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

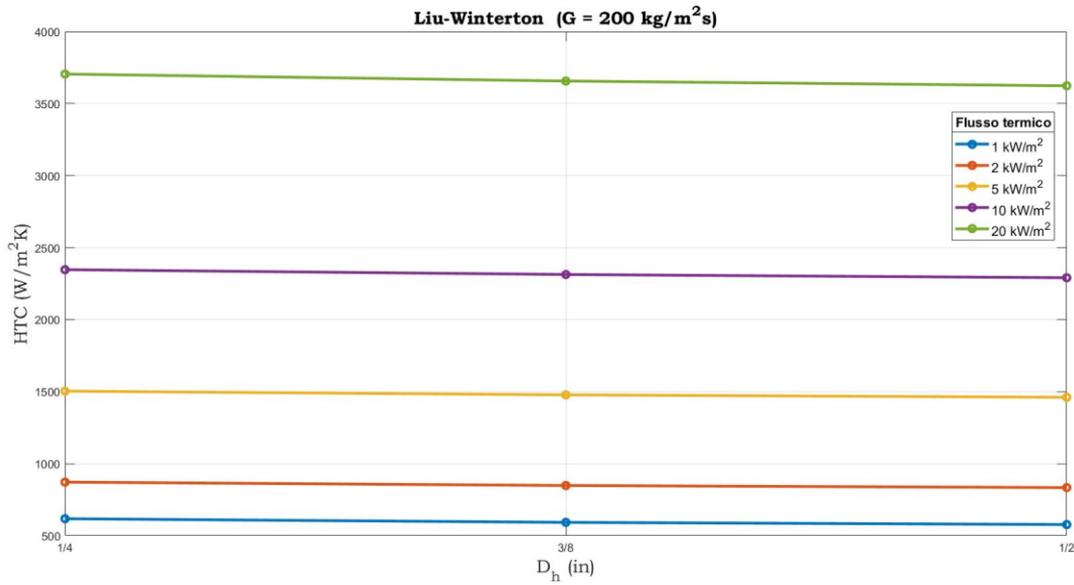


Figura 2.47: Correlazione di Liu-Winterton, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

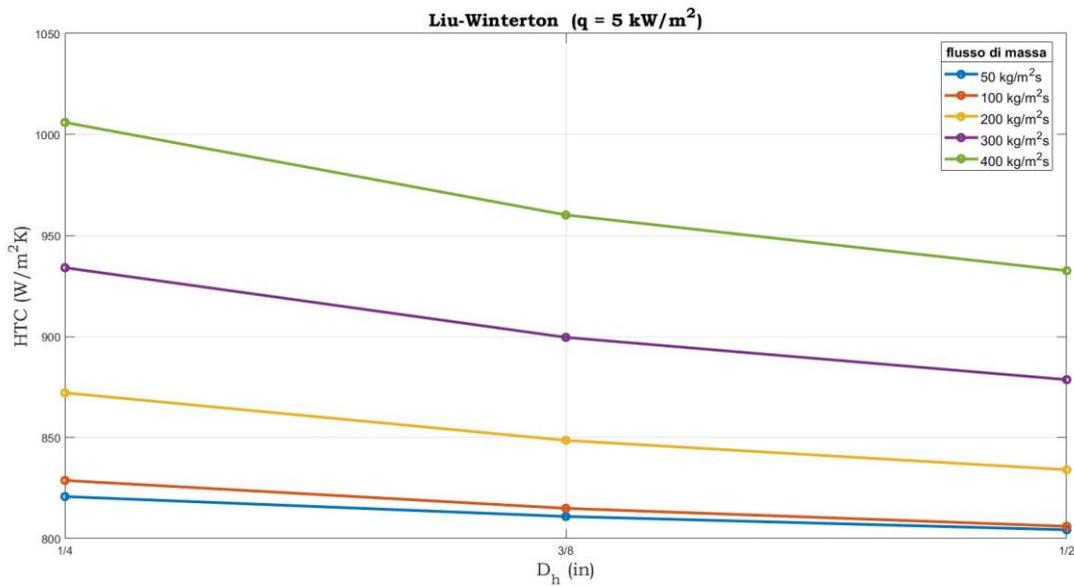


Figura 2.48: Correlazione di Liu-Winterton, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

2.3.6 Correlazione di Shah (1982)

Questa correlazione assume $n = \infty$, h_{et} viene posto uguale al più grande dei due coefficienti di scambio termico

$$h_{et} = \max(h_{en}, h_{ec})$$

Parametri adimensionali necessari:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}, \quad Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_h}, \quad , \quad Bo = \frac{q}{G \Delta_{l,v}}$$

Si definiscono:

$$Ns = Co$$

$$Ns = 0.38 Co Fr_l^{-0.13} \quad \text{solo per tubi orizzontali e } Fr_l < 0.04$$

$$Fs = 14.7$$

$$Fs = 15.4 \quad \text{solo per } Bo < 1.1 \cdot 10^{-3}$$

Il coefficiente di scambio termico h_l è calcolato con la relazione di Dittus-Boelter e vale la seguente espressione:

$$h_{ec} = 1.8 Ns^{-0.8} h_l$$

$$h_l = 0.023 \left(\frac{k_l}{D_h}\right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$$

Il contributo legato all'ebollizione nucleata dipende sia da Ns che da Bo

Per $Ns > 1$ vale:

$$h_{en} = 230Bo^{0.5}h_l$$

$$h_{en} = (1 + 46Bo^{0.5})h_l \quad \text{per} \quad Bo \leq 0.3 \cdot 10^{-0.4}$$

Per $0.1 < Ns \leq 1$ vale:

$$h_{en} = Fs Bo^{0.5} \exp(2.74Ns^{-0.1})$$

Mentre per $Ns \leq 0.1$:

$$h_{en} = Fs Bo^{0.5} \exp(2.47Ns^{-0.15})$$

Il coefficiente di scambio termico h_{et} è infine posto pari al più grande fra h_{ec} e h_{en} .

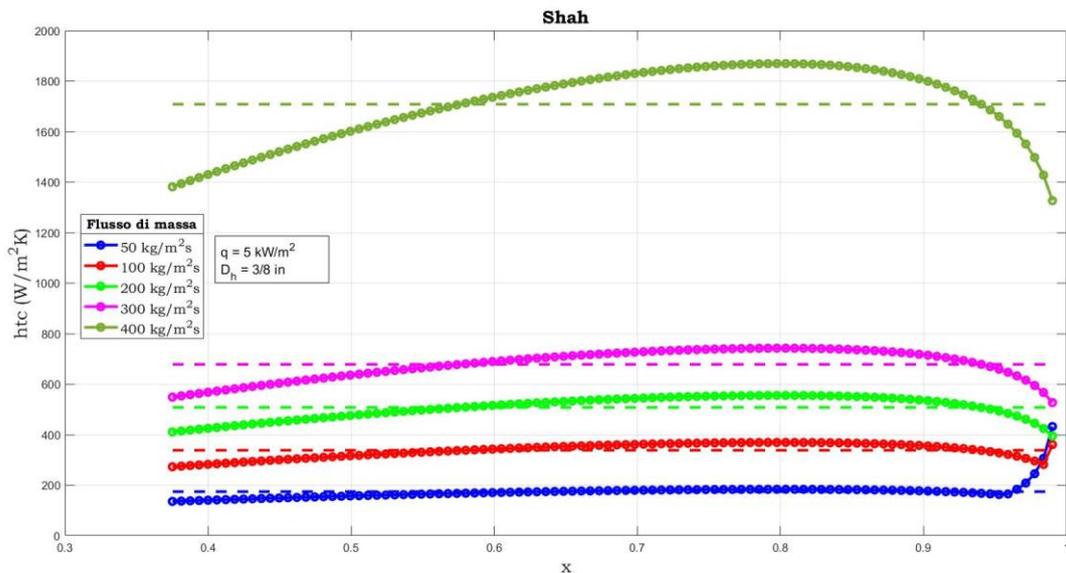


Figura 2.49: Correlazione di Shah, andamento h_{tc} locale al variare del titolo e del flusso di massa G , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

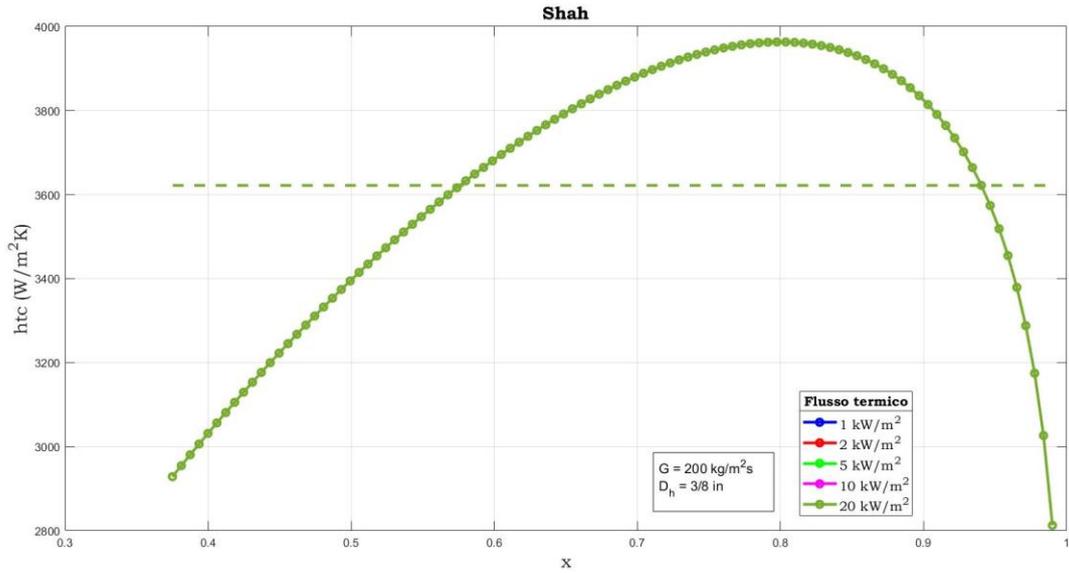


Figura 2.50: Correlazione di Shah, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso termico q , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

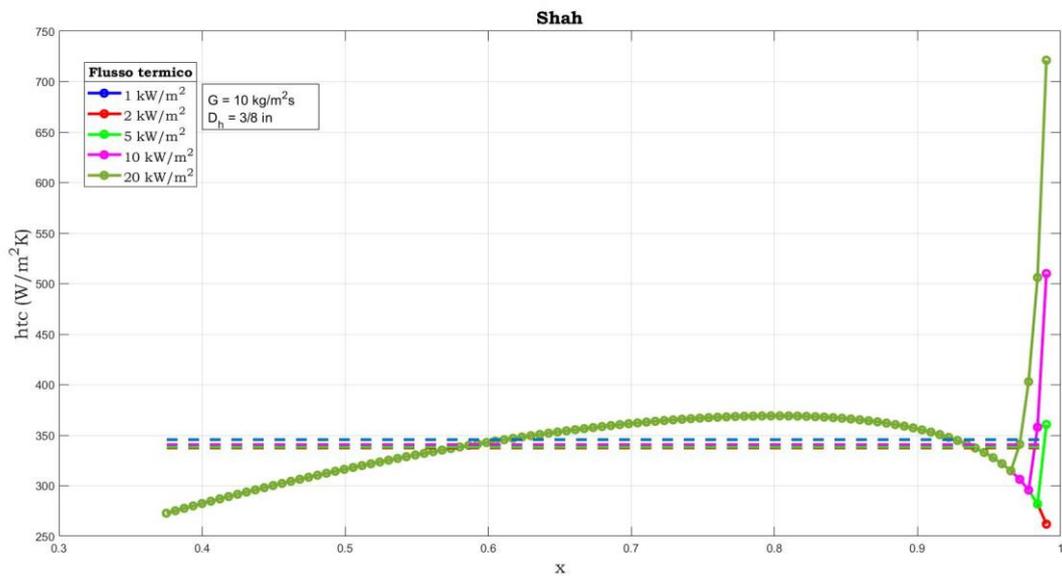


Figura 10: Correlazione di Shah, andamento htc locale al variare del titolo e del flusso termico q , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

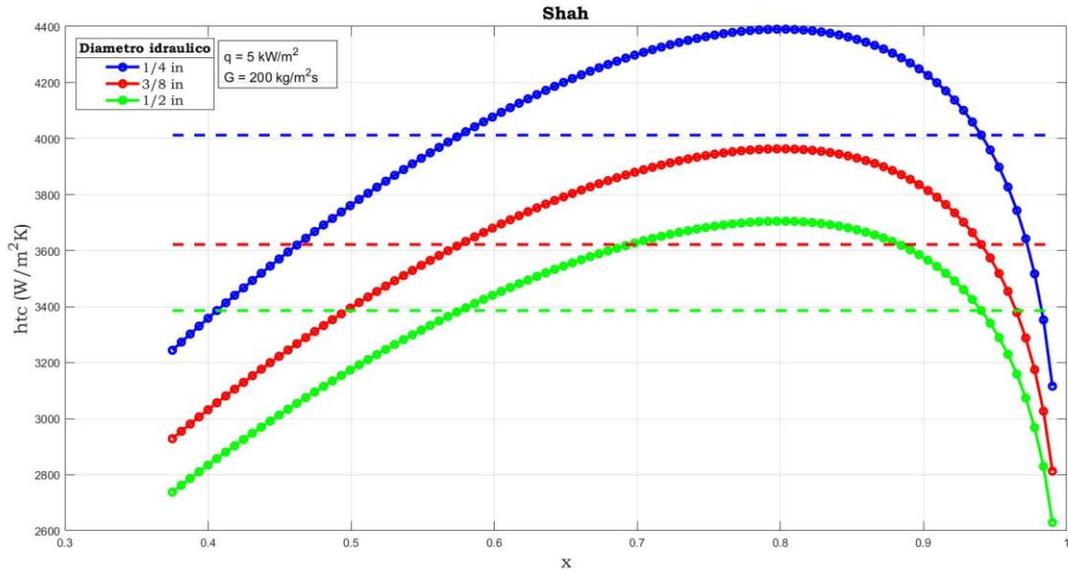


Figura 11: Correlazione di Shah, andamento htc locale al variare del titolo e del diametro idraulico D_h , con relativo valor medio, mediato rispetto al titolo. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

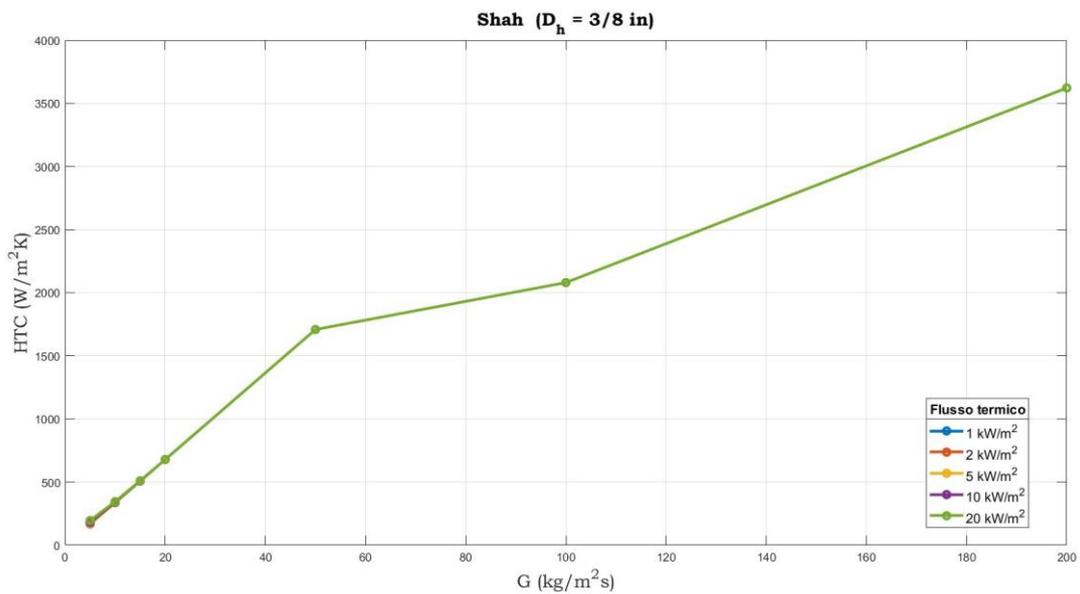


Figura 12: Correlazione di Shah, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

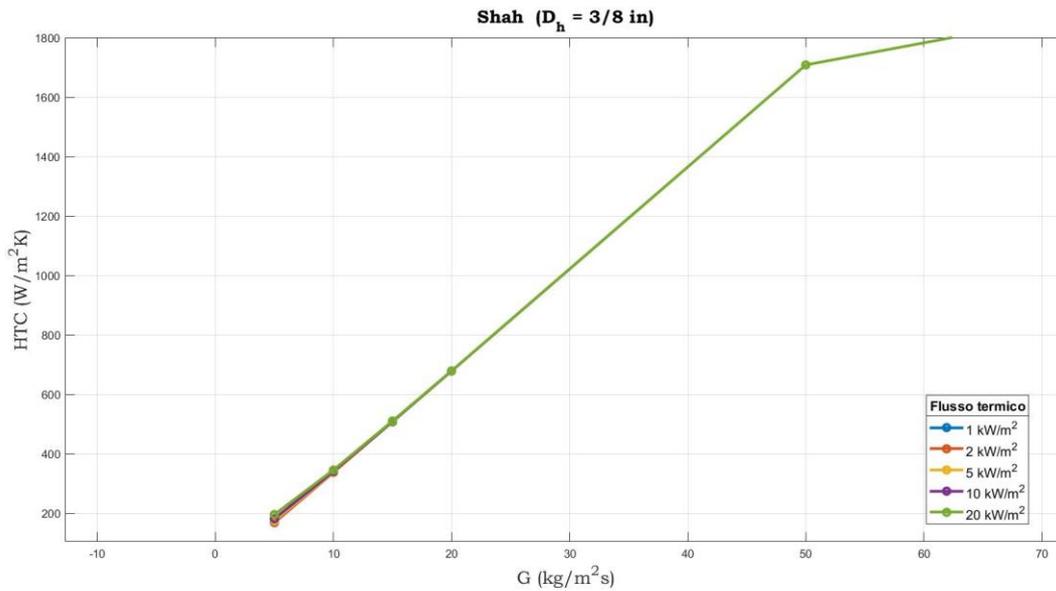


Figura 13: Correlazione di Shah, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

Da notare che, per flussi di massa superiori a $50 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$, h_{et} risulta indipendente dal flusso termico. Questo perché la funzione presenta una discontinuità, e per valori superiori di G vale:

$$h_{et} = h_{ec}$$

Dato che h_{ec} è calcolato tramite la relazione di Dittus-Boelter, esso risulta indipendente da q .

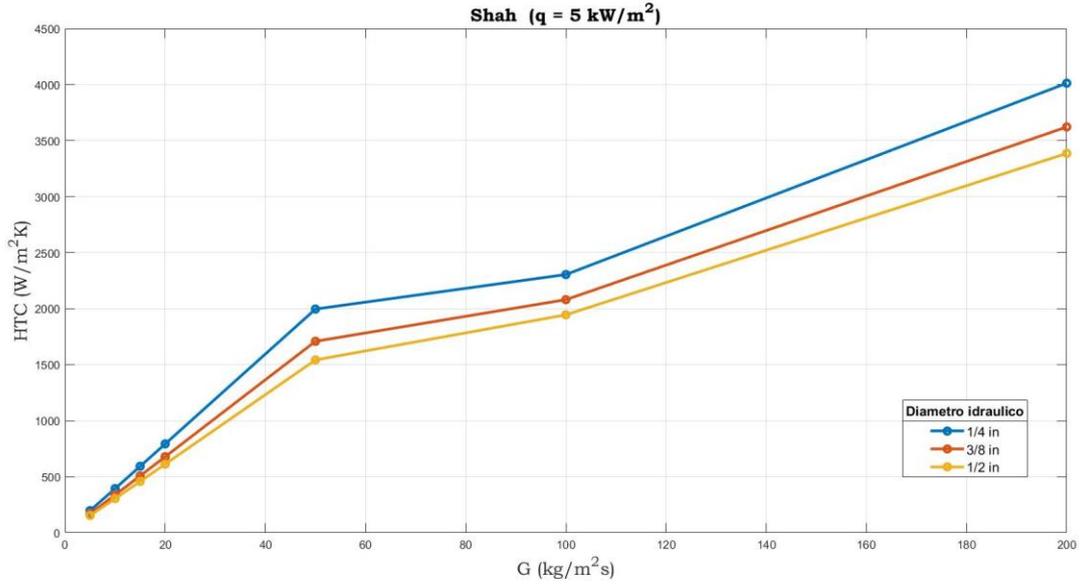


Figura 14: Correlazione di Shah, andamento HTC medio al variare del flusso di massa G e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

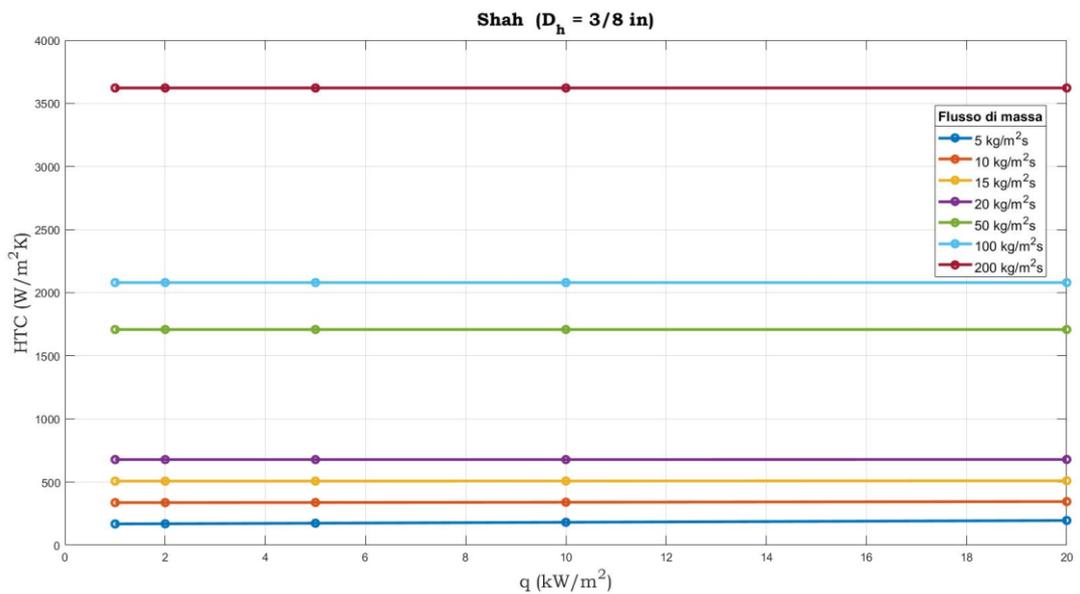


Figura 15: Correlazione di Shah, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

Solamente le curve relative a 5, 10, 15 e 20 kg/m^2s presentano, seppur minima, dipendenza dal flusso termico q .

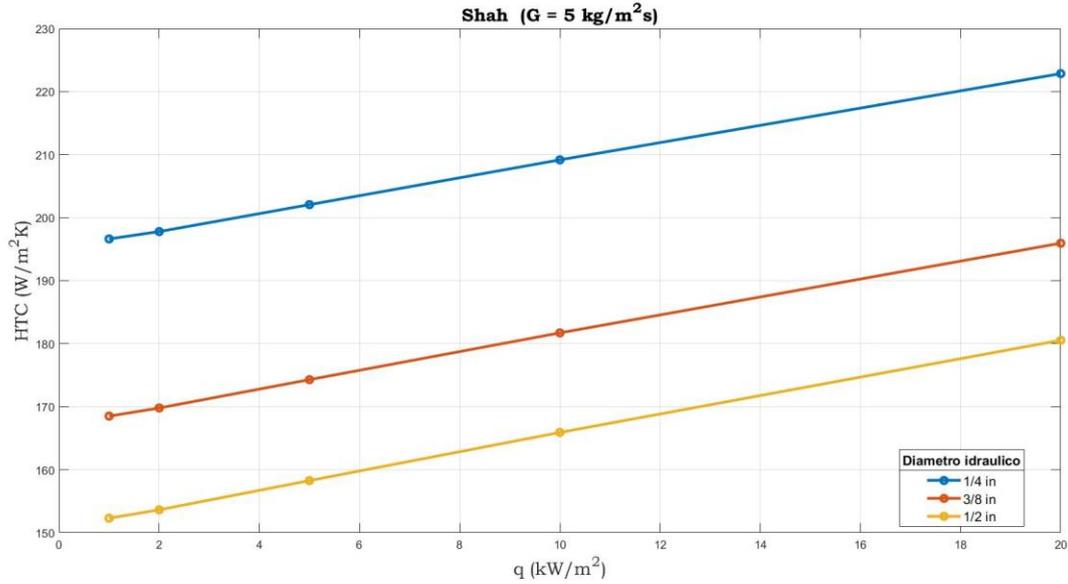


Figura 16: Correlazione di Shah, andamento HTC medio al variare del flusso termico q e del diametro idraulico D_h . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

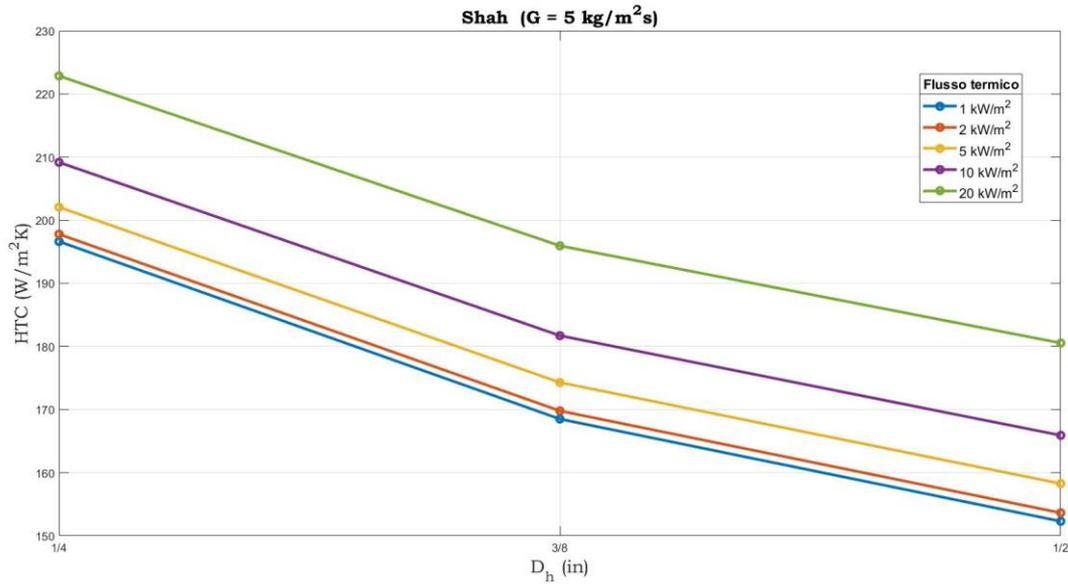


Figura 17: Correlazione di Shah, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso termico q . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

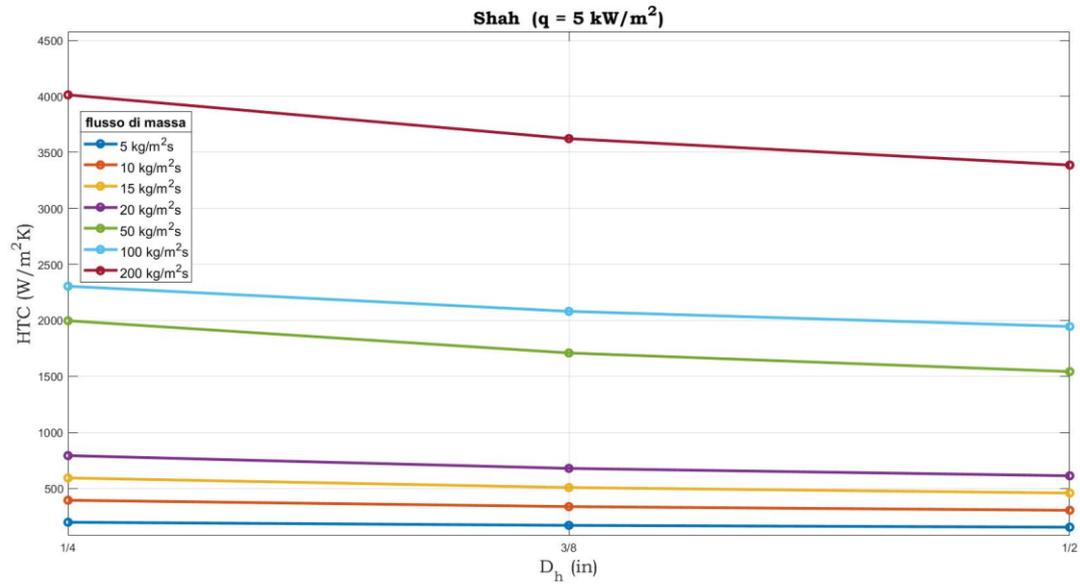


Figura 18: Correlazione di Shah, andamento HTC medio al variare del diametro idraulico D_h e del flusso di massa G . Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

2.3.6 Confronto correlazioni

Si propone ora un confronto fra le sei correlazioni, a parità di condizione di funzionamento.

I parametri variabili definiti in precedenza sono ora costanti e pari a:

$$q = 5 \frac{kW}{m^2} \quad ; \quad G = 200 \frac{kg}{m^2s} \quad ; \quad Dh = 3/8''$$

Secondo la normativa UNI12900, sono presentate tre condizioni di funzionamento:

bassa temperatura	$T_{cond} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
	$T_{evap} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$
media temperatura	$T_{cond} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$
	$T_{evap} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$
alta temperatura	$T_{cond} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
	$T_{evap} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

Per quanto riguarda la correlazione di Chen, è stato necessario effettuare un processo iterativo per ricavare la temperatura di parete corrispondente ad un flusso termico di 5 kW/m^2 .

Deve valere la relazione $q = h_{et}(T_p - T_{sat})$.

Di seguito i risultati:

$$T_p = -33.9^\circ\text{C} \quad \text{per} \quad T_{evap} = -35^\circ\text{C} \quad (\text{bassa temperatura})$$

$$T_p = -8.6^\circ\text{C} \quad \text{per} \quad T_{evap} = -10^\circ\text{C} \quad (\text{media temperatura})$$

$$T_p = +6.6^\circ\text{C} \quad \text{per} \quad T_{evap} = +5^\circ\text{C} \quad (\text{alta temperatura})$$

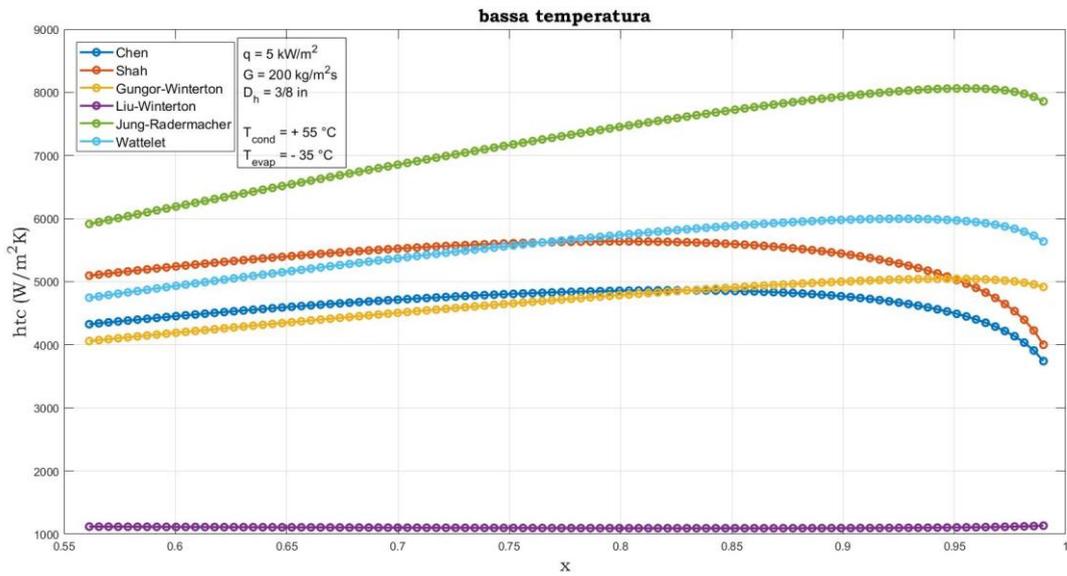


Figura 19.60: Confronto correlazioni rispetto la stessa condizione di funzionamento. Condizione di prova UNI12900 di bassa temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

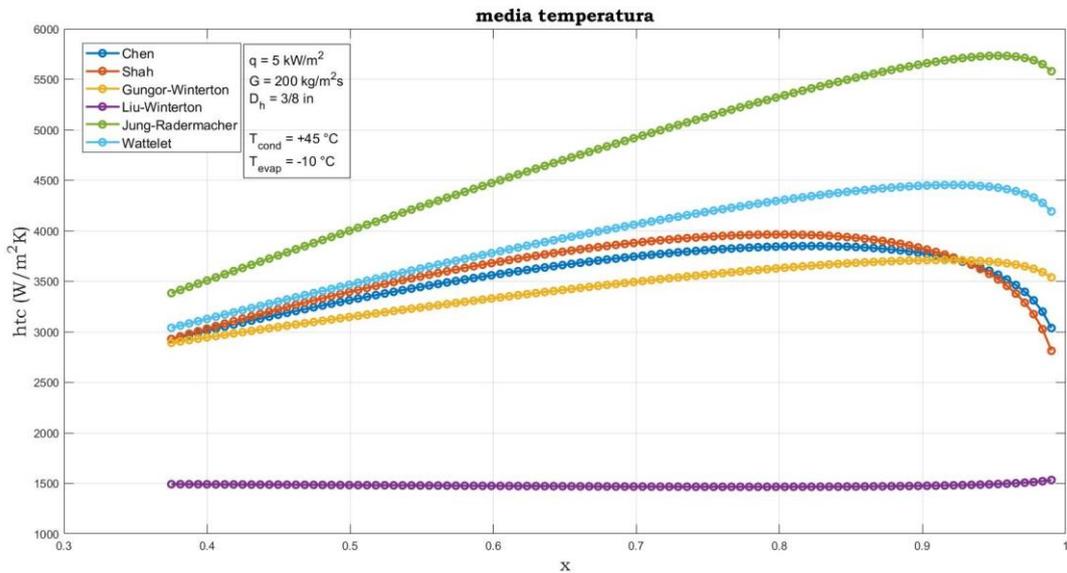


Figura 20: Confronto correlazioni rispetto la stessa condizione di funzionamento. Condizione di prova UNI12900 di media temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

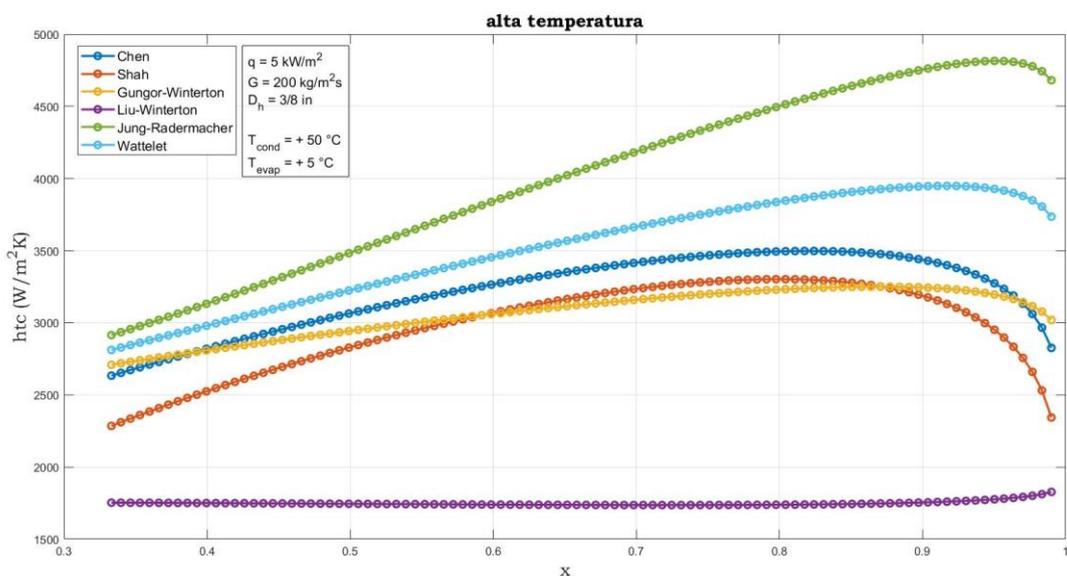


Figura 21: Confronto correlazioni rispetto la stessa condizione di funzionamento. Condizione di prova UNI12900 di alta temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

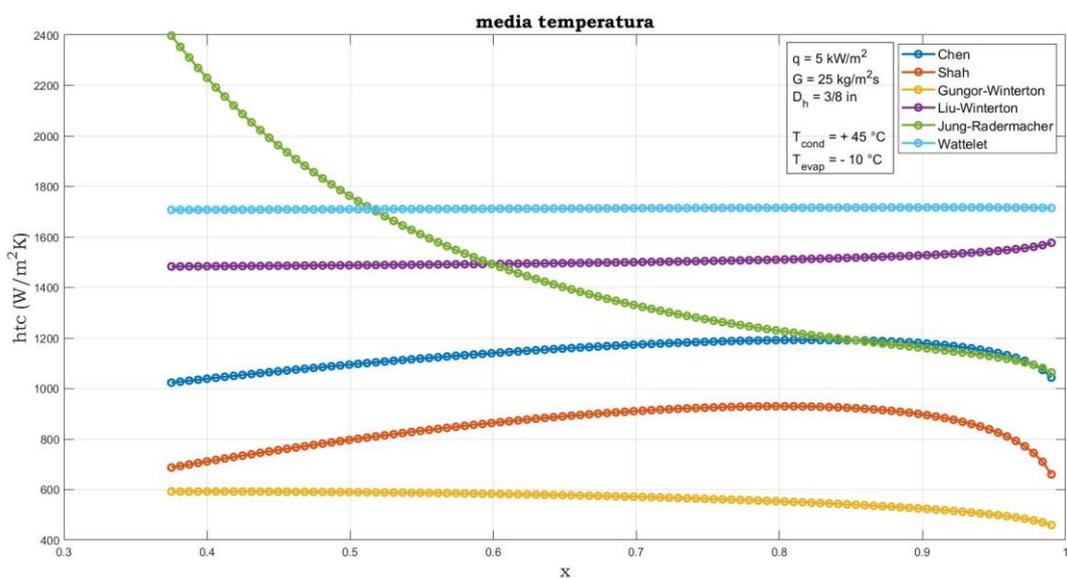


Figura 22: Confronto correlazioni rispetto la stessa condizione di funzionamento. Condizione di prova UNI12900 di alta temperatura. Fluido refrigerante: R134a.

È interessante notare che, il valore locale del coefficiente di scambio termico calcolato con la correlazione di Liu-Winterton, risulta dello stesso ordine di grandezza degli altri solo per flussi di massa relativamente bassi.

2.3.6 Applicazione pratica

È infine proposta un'applicazione pratica delle correlazioni sopraelencate.

Si è calcolato il coefficiente di scambio termico medio associato al trasferimento di calore che avviene nell'aeroevaporatore di figura 2.64.

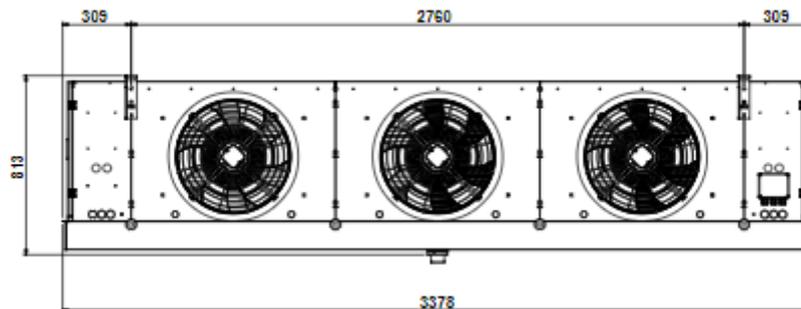


Figura 23: aeroevaporatore

Aeroevaporatore – Dati tecnici	
Potenza nominale	54 kW
Lunghezza tubi	2700 mm
Materiale tubi	Rame
Diametro esterno tubi	½ in
Sperrore parete tubi	0.8 mm
Ranghi	8
Circuiti	25
Fluido	R134a

Si è, in primo luogo, ipotizzata la condizione di prova di media temperatura, secondo normativa UNI12900 ($T_{cond} = +45\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{evap} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$). Si è poi riferita l'entalpia, del fluido refrigerante in uscita dall'evaporatore (h_{out}), ad un surriscaldamento di $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

L'entalpia del fluido in ingresso (h_{in}), è stata calcolata considerando completa condensazione a $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$, e compressione isoentalpica.

Sotto queste ipotesi, è stato possibile il calcolo della portata massica totale richiesta per ottenere una potenza termica pari a quella nominale. Vale la seguente relazione:

$$Q = m_r(h_{out} - h_{in})$$

Noto il numero di circuiti è possibile ora calcolare la portata massica di una sola vena fluida m_{rt} .

$$m_{rt} = \frac{m_r}{n_{circuiti}} \quad \text{che implica} \quad G = \frac{4m_{rt}}{\pi D_h^2}$$

Necessitando di conoscere il flusso termico relativo alla sola evaporazione del fluido refrigerante, non considerando l'energia termica fornita per il surriscaldamento, si è ipotizzata la seguente partizione dell'area di scambio: $A_{EV} = 80\% A_{ST}$.

Dove A_{ST} rappresenta la superficie di scambio totale, calcolata come segue:

$$n_{tubi} = ranghi * circuiti$$

$$A_{ST} = n_{tubi} * l_{tubi} * \pi * \frac{(D_e + D_i)}{2}$$

Mentre A_{EV} è l'area di scambio termico totale associata alla sola evaporazione del fluido.

Il flusso termico risulta perciò:

$$q = \frac{m_{rt}(h_v - h_{in})}{A_{EVt}}$$

Dove h_v è l'entalpia del fluido refrigerante a seguito della completa evaporazione, e A_{EVt} rappresenta l'80% della superficie di scambio di un solo tubo.

A questo punto, tramite calcolatore Matlab, è stato possibile il calcolo del coefficiente di scambio termico medio tramite le correlazioni descritte nel capitolo corrente.

Di seguito i risultati:

- Wattleit: $HTC = 5.40 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2K}$
- Chen: $HTC = 2.72 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2K}$
- Gungor-Winterton: $HTC = 3.74 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2K}$
- Jung-Radermacher: $HTC = 5.17 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2K}$
- Liu-Winterton: $HTC = 4.23 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2K}$
- Shah: $HTC = 2.87 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2K}$

CONCLUSIONI

La presente ricerca si è focalizzata sull'analisi di sei correlazioni per il coefficiente di scambio termico relativo all'evaporazione in tubi orizzontali. Offrendo strumenti utili al dimensionamento degli scambiatori di calore nei cicli frigoriferi.

Attraverso una revisione dettagliata della letteratura e l'implementazione di analisi numeriche, sono stati ottenuti importanti risultati che contribuiscono alla comprensione del problema.

Le sei correlazioni prese in esame sono: Wattlelet, Chen, Gungor-Winterton, Jung-Radermacher, Liu-Winterton e Shah.

Analizzando i risultati ottenuti al variare del flusso di massa, è stato riscontrato un andamento simile per la correlazione di Wattlelet, di Gungor-Winterton e Jung-Radermacher, anche se quest'ultima mostra una discontinuità per flussi termici molto bassi.

La correlazione di Chen invece, mostra un andamento più lineare rispetto tutte le altre, con una dipendenza contenuta dal surriscaldamento a parete, mentre Liu-Winterton è ancora meno sensibile alla variazione di flusso termico. Quest'ultima correlazione è risultata essere quella che restituisce i valori più bassi, infatti, solamente per flussi di massa molto limitati i risultati sono dello stesso ordine di grandezza delle altre correlazioni.

Si distingue fra le altre, Shah, la quale risulta totalmente indipendente dal flusso termico per flussi di massa superiori a $50 \frac{kg}{m^2s}$ (e condizioni ipotizzate in precedenza).

I risultati ottenuti al variare del flusso termico invece, evidenziano come la correlazione di Shah, entro il range di flusso di massa descritto in precedenza, risulti lineare e molto sensibile alla variazione del diametro utilizzato per il tubo; quest'ultima caratteristica caratterizza anche la correlazione di Jung-Radermacher. Limitata è invece la dipendenza dalla geometria del sistema per quanto riguarda Liu-Winterton.

Wattlelet, Chen e Gungor-Winterton, presentano risultati simili al variare del flusso termico e del diametro idraulico.

In conclusione, l'analisi dettagliata di queste sei correlazioni ha permesso di trarre conclusioni significative sulla loro efficacia nell'ambito dell'evaporazione in tubi orizzontali.

Wattlelet e Chen si presentano come scelte affidabili, così come Gungor-Winterton e Jung Radermacher, le quali però più sensibili a variazioni del diametro idraulico.

Shah e Liu-Winterton, tramite approcci diversi, suggeriscono invece l'esigenza di ulteriori ricerche per comprendere il loro campo applicativo.

Guardando al futuro, mi auguro che questa tesi possa non solo arricchire la letteratura accademica ma anche stimolare una riflessione più ampia sulla sua rilevanza sociale e applicativa. Personalmente, ritengo che l'apprendimento non debba mai arrestarsi, e questa ricerca rappresenta solo un capitolo in un percorso continuo di scoperta e crescita.

BIBLIOGRAFIA

Capitolo 1

- Cenni storici reperiti da: Wordpress.com
- www.edutecnica.it

Capitolo 2

- Sandro Manservigi, Ruben Scardovelli. *Termoidraulica dei flussi di base*. Esculapio.
- J.P. Wattelet, J.C. Chato, B.R. Christoffersen, ..., *Heat Transfer flow regimes of refrigerants in a horizontal-tube evaporator*
- Modello aereoevaporatore e dati tecnici reperiti da: www.kfl-italy.com