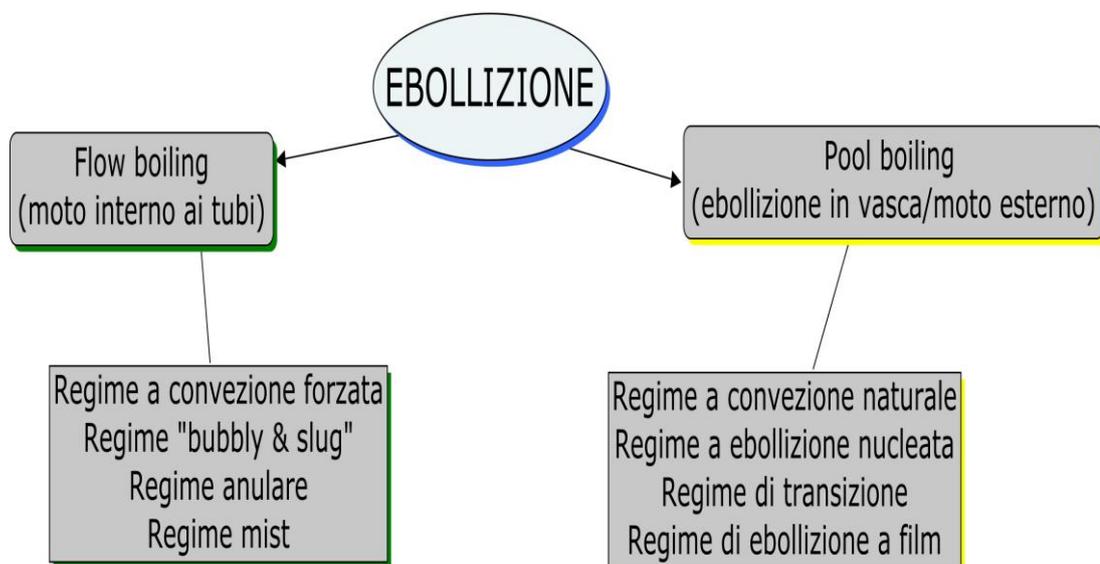


INDICE della lezione del 5/10/2010 – Cambiamento di fase: Ebollizione

1. Regimi di ebollizione (Pool boiling)	2
2. Esercizio: Pentola contenente acqua soggetta ad un riscaldamento elettrico.....	6
3. Esercizio: Filo metallico immerso in acqua calda e riscaldato elettricamente.....	8
4. Regimi di ebollizione (Flow boiling).....	10
5. Esercizio: Tubo verticale di una caldaia a tubi d'acqua soggetto a flusso di calore imposto alla parete.	14



1. Regimi di ebollizione (Pool boiling)

Consideriamo il contenitore d'acqua in figura 1.1 riscaldato su un fornello a gas e ne valutiamo gli effetti quando la temperatura di parete T_p è maggiore della temperatura di saturazione dell'acqua T_{sat} . Chiameremo ΔT_e la differenza di temperatura $T_p - T_{sat}$.

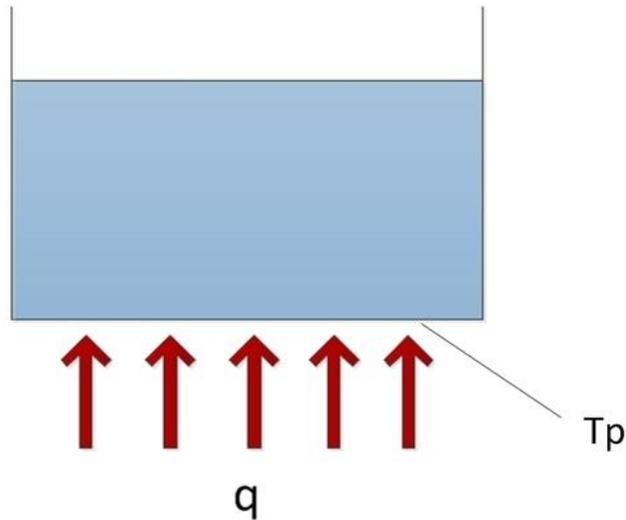


Figura 1.1: Contenitore d'acqua riscaldato

In figura 1.2 è mostrato un grafico che mette in relazione ΔT_e con il flusso di calore q .

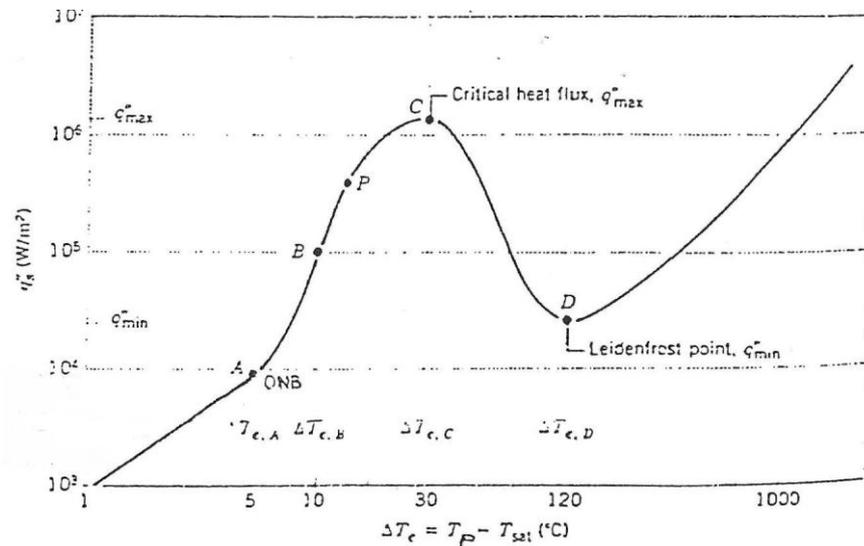


Figure 10.4 Typical boiling curve for water at one atmosphere: surface heat flux q''_s as a function of excess temperature, $\Delta T \equiv T_p - T_{sat}$.

Figura 1.2: curva di ebollizione

Possiamo distinguere in questo diagramma diversi regimi di ebollizione all'aumentare di ΔT_e :

- **Zona 1-A: ebollizione in convezione naturale:** in questa zona si ha un tratto lineare caratterizzato da un basso scambio di calore.
- **Zona A-B: ebollizione nucleata:** formazione di bolle che tendono rapidamente a far aumentare lo scambio termico.
- **Zona B-P: ebollizione nucleata:** le bolle salgono in colonne e grappoli e lo scambio termico continua ad aumentare in modo ancora più rapido.
- **Zona P-C: ebollizione nucleata:** le bolle diventano talmente numerose da ostacolare lo scambio termico. Si nota infatti un calo della pendenza della curva di scambio termico.
- **Zona C-D: regime di transizione di ebollizione:** dal **punto critico C** dove si ha il massimo valore di flusso ogni incremento di ΔT_e non è sufficiente a compensare il decremento del coefficiente di convezione h ; quindi la curva ha pendenza negativa e lo scambio termico diminuisce.
- **Zona oltre D: ebollizione a film:** superato il **punto D** dove si ha il **minimo flusso**, questo comincia ad aumentare nuovamente perché lo scambio alla parete avviene attraverso uno strato di vapore per irraggiamento.

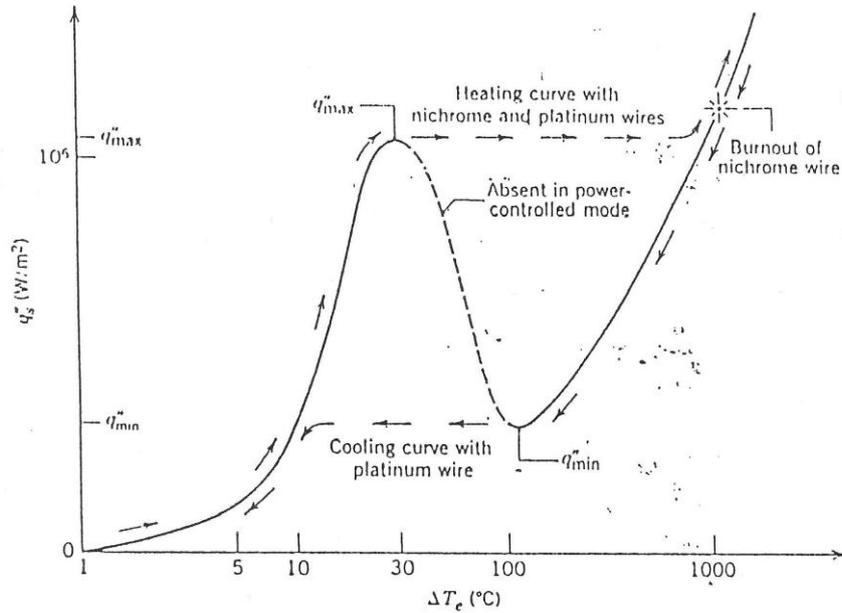


Figure 10.3 Nukiyama's boiling curve for saturated water.

Figura 1.3: percorsi di ebollizione a controllo di temperatura o di flusso

Dal grafico in figura 1.3 possiamo notare due andamenti diversi in funzione del tipo di controllo. Se infatti operiamo con un controllo di flusso alla parete (ad esempio attraverso un fornello a gas) l'andamento è quello rappresentato dalle frecce. Questo tipo di andamento è particolarmente pericoloso una volta arrivati al punto C perché si ha un forte shock termico in quanto si crea un cuscinio di vapore a ridosso della parete che "la asciuga". Il coefficiente di convezione allora cala bruscamente e l'aumento di flusso può avvenire solo per irraggiamento, provocando un pericoloso aumento della temperatura di parete. Allo stesso modo si ha lo shock termico quando si abbassa il flusso di calore oltre il punto D di minimo flusso (anche se risulta essere meno pericoloso perché avviene a temperature minori).

Se invece operiamo controllando la temperatura di parete del sistema (fornello elettrico) l'andamento nel grafico è rappresentato dalla linea continua e tratteggiata che segue le zone precedentemente descritte.

Per la zona 1-P (ebollizione in convezione naturale ed ebollizione nucleata), al fine di ricavare il flusso di calore si utilizza la formula di Rohsenow (la formula vale alla temperatura di saturazione T_{sat}):

$$(1) \quad q = \mu_l \cdot r \cdot \left[g \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \cdot \left(\frac{C_{pl} \cdot \Delta T_e}{C_{sf} \cdot r \cdot P_{rl}^n} \right)^3 \quad [\text{W/m}^2]$$

Dove:

μ_l = viscosità dinamica del liquido [Pa*s]

r = calore latente di vaporizzazione del liquido [J/kg]

- g = accelerazione di gravità [m/s^2]
- ρ_l = densità del liquido [kg/m^3]
- ρ_v = densità del vapore [kg/m^3]
- σ = tensione superficiale del fluido [N/m^2]
- c_{pl} = calore specifico liquido [$J/(kg \cdot K)$]
- Pr = numero di Prandtl
- n = coefficiente sperimentale
- C_{sf} = coefficiente dipendente dalla bagnabilità della parete

La tensione superficiale tende a far restare le bolle attaccate alla superficie. Una minor tensione superficiale quindi tende a far staccare le bolle dalla superficie aumentando lo scambio termico.

Nella tabella seguente sono riportati i valori dei coefficienti n e C_{sf} a seconda dell'accoppiamento fluido-metallo.

Accoppiamento fluido-metallo	C_{sf}	n
Acqua-rame	0,013	1
Acqua-acciaio Inox	0,013	1
Acqua-Nichel	0,006	1
Benzina-rame	0,0154	1,7

Al punto C di massimo flusso possiamo invece usare la seguente formula:

$$(2) \quad q_{\max} = \frac{\pi}{24} \cdot r \cdot \rho_v \cdot \left[g \cdot \sigma \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \cdot \left(\frac{\rho_l + \rho_v}{\rho_l} \right)^{1/2} \quad [W/m^2]$$

Al punto D di minimo flusso:

$$(3) \quad q_{\min} = 0,09 \cdot r \cdot \rho_v \cdot \left[g \cdot \sigma \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l + \rho_v)^2} \right]^{1/4} \quad [W/m^2]$$

Per il ramo di discesa (zona C-D) abbiamo invece a disposizione una relazione per ricavare il numero di Nusselt N_u :

$$(4) \quad N_u = \frac{h \cdot D}{\lambda} = C \cdot \left[g \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v) \cdot r \cdot D^3}{\nu_v \cdot \lambda_v \cdot \Delta T_e} \right]^{1/4}$$

Dove si usa il diametro D in quando i film di vapore non riusciamo a ottenerli sul fondo del recipiente ma solo riscaldando fili di Nichel o Platino per via elettrica.

$\nu =$ è la viscosità cinematica [m^2/s]

$\lambda_v =$ conducibilità termica [$J/(s \cdot m \cdot K)$]

$r' = r + 0,4 \cdot C_{pv} (T_p - T_{sat})$ è il calore latente di vaporizzazione corretto [J/kg]

C=0,62 per cilindro orizzontale

C=0,67 per sfera

La formula è calcolata alla temperatura media del film:

$$T_{mf} = (T_p + T_{sat})/2 \text{ [K]}$$

2. Esercizio: Pentola contenente acqua soggetta ad un riscaldamento elettrico

Dati:

Sia data una pentola d'acqua (figura 1.1) la quale viene portata ad ebollizione tramite l'utilizzo di un fornello elettrico. Le caratteristiche del contenitore e dell'acqua alla temperatura di saturazione ($100^\circ C$) sono le seguenti:

- | | |
|---------------------------------|--|
| ▪ Diametro pentola | $D = 30 \text{ mm}$ |
| ▪ Accelerazione di gravità | $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ |
| ▪ Numero di Prandtl acqua | $Pr = 1,76$ |
| ▪ Temperatura di saturazione | $T_{sat} = 100 \text{ }^\circ C$ |
| ▪ Temperatura parete | $T_p = 118 \text{ }^\circ C$ |
| ▪ Calore specifico acqua | $C_{p_l} = 4517 \text{ J/(kg} \cdot K)$ |
| ▪ Densità acqua | $\rho_l = 957,4 \text{ kg/m}^3$ |
| ▪ Densità vapore | $\rho_v = 0,5955 \text{ kg/m}^3$ |
| ▪ Tensione superficiale | $\sigma = 58,9 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$ |
| ▪ Calore latente vaporizzazione | $r = 2015000 \text{ J/kg}$ |
| ▪ Viscosità dinamica acqua | $\mu_l = 279 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot s$ |
| ▪ Coefficiente sperimentale | $n = 1$ |

Si vuole determinare Q , ovvero la potenza termica che il riscaldatore elettrico deve fornire.

Svolgimento:

Innanzitutto dobbiamo calcolare ΔT_e , ovvero la differenza di temperatura $T_p - T_{sat}$:

$$\Delta T_e = 118 - 100 = 18 \text{ }^\circ C$$

Sostituendo i valori numerici nella relazione (1) si può valutare il flusso di calore scambiato:

$$q = 2,79 \cdot 10^{-6} \cdot 2257000 \cdot \left[9,81 \cdot \frac{(9,57 - 0,5955)}{58,9 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/2} \cdot \left(\frac{4217 \cdot 18}{0,013 \cdot 2257000 \cdot 1,76} \right)^3 = 789000 \frac{W}{m^2}$$

La potenza termica scambiata risulta pari a:

$$Q = q \cdot S = 789000 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,3^2 = 55,8 \text{ kW}$$

Utilizzando le relazioni (2), (3) e sostituendo al loro interno i valori numerici si possono ottenere i valori di flusso massimo e flusso minimo:

$$q_{\max} = 1260000 \frac{W}{m^2}$$

$$q_{\min} = 18900 \frac{W}{m^2}$$

Come si può notare dal diagramma di figura 1.2 questi valori risultano essere troppo elevati, data la loro vicinanza al punto critico; quindi per allontanarci da esso ed operare in condizioni di sicurezza bisogna diminuire il valore di ΔT_e . Ad esempio se operiamo con un $\Delta T_e = 9 \text{ }^\circ\text{C}$ si ottiene un valore di flusso di calore scambiato pari a:

$$q = 99819 \frac{W}{m^2}$$

quindi una potenza termica molto inferiore rispetto al caso precedente:

$$Q \cong 7 \text{ kW}$$

3. Esercizio: Filo metallico immerso in acqua calda e riscaldato elettricamente.

Dati:

Sia dato un filo di metallo (esempio nichel o platino) il quale viene riscaldato elettricamente tenendolo immerso in acqua satura ad una temperatura di 100°C. Le caratteristiche del filo e dell'acqua alla temperatura di saturazione (100°C) sono le seguenti:

▪ Diametro filo	D = 6 mm
▪ Lunghezza filo	L = 1 m
▪ Temperatura di saturazione	T _{sat} = 100 °C
▪ Temperatura parete	T _p = 255 °C
▪ Conducibilità termica vapore	λ = 0,0331 W/(m*K)
▪ Accelerazione di gravità	g = 9,81 m/s ²
▪ Calore specifico vapore	C _{p,v} = 2560 J/(kg*K)
▪ Densità acqua	ρ _l = 957,4 kg/m ³
▪ Densità vapore	ρ _v = 4,81 kg/m ³
▪ Tensione superficiale	σ = 58,9*10 ⁻³ N/m
▪ Calore latente vaporizzazione	r = 2257000 J/kg
▪ Viscosità dinamica acqua	μ _l = 279*10 ⁻⁶ Pa*s
▪ Coeff. d'assorbimento	a = 1
▪ Costante di Boltzman	5,67*10 ⁻⁸

Si vuole determinare **Q**, ovvero la potenza termica che il deve fornire la resistenza elettrica.

Svolgimento:

Innanzitutto dobbiamo calcolare ΔT_e, ovvero la differenza di temperatura T_p-T_{sat}:

$$\Delta T_e = 255 - 100 = 155 \text{ } ^\circ C$$

Dal diagramma di figura 1.3 si nota che per un valore di ΔT_e > 100 °C (in prossimità del punto di q_{min}) il flusso di calore scambiato avviene anche per irraggiamento. La relazione generale che tiene conto dello scambio radiale è la seguente:

$$h_{tot}^{4/3} = h_{conv}^{4/3} + h_{irr} \cdot h_{tot}^{4/3}$$

Questa equazione non è risolvibile analiticamente, quindi si ricorre a relazioni approssimate:

$$h_{tot} \cong h_{conv} + \frac{3}{4} \cdot h_{irr} \quad \text{valida nel caso } h_{irr} < h_{conv}$$

Utilizzando la relazione (4) e sostituendo al suo interno i valori numerici si ottiene un valor medio del coefficiente di convezione (h_{conv}):

$$h_{conv} = \frac{0,033}{0,006} \cdot 0,62 \cdot \left[9,81 \cdot \frac{(957,9 - 4,81) \cdot (2257 + 0,4 \cdot 155 \cdot 2560) \cdot 0,006^3}{\frac{14,75}{4,81} \cdot 10^{-6} \cdot 0,031 \cdot 155} \right]^{1/4} =$$

$$= 453 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Il coefficiente di scambio termico per irraggiamento vale:

$$h_{irr} = \frac{a \cdot \sigma_0 |T_p^4 - T_{sat}^4|}{\Delta T_e} = \frac{1 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot |528^4 - 373^4|}{155} = 21,3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Si nota come $h_{irr} \ll h_{conv}$ quindi è possibile utilizzare la formula approssimata vista precedentemente ottenendo:

$$h_{tot} \cong 453 + \frac{3}{4} \cdot 21,3 = 469 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La potenza termica totale scambiata dalla superficie risulta pari a:

$$Q = h \cdot S \cdot \Delta T_e = 469 \cdot \pi \cdot 0,006 \cdot 1 \cdot 155 = 1,37 \text{ kW}.$$

4. Regimi di ebollizione (Flow boiling)

In figura 4.1 sono illustrati i regimi di ebollizione nel caso di moto interno ai tubi.

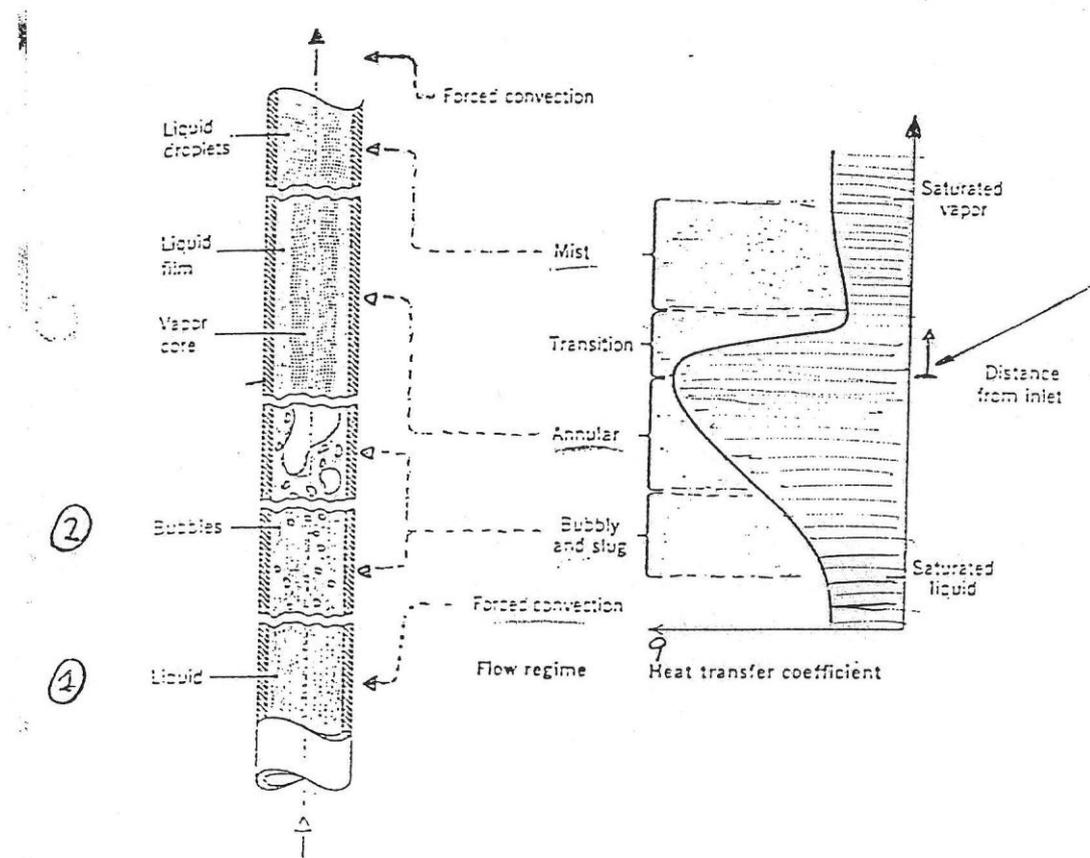


Figure 10.9 Flow regimes for forced-convection boiling inside a tube.

Figura 4.1: Regimi di ebollizione in moto dentro ai tubi

- All'inizio si ha una fase liquida con scambio termico a **convezione forzata**.
- Si passa poi al **regime bubbly and slug** dove sono presenti grandi bolle di vapore che fanno aumentare lo scambio termico
- Subito dopo si ha il **regime anulare** con la formazione di un "vapore core" che trascina velocemente il liquido facendo aumentare ancora più velocemente e pericolosamente lo scambio termico
- Nel **regime di transizione** lo scambio termico cala velocemente e si viene a formare un film di liquido alla parete
- Infine si ha il **regime a nebbia** con scambio termico relativamente basso in quanto la parete è ormai quasi asciutta.

In **convezione forzata** per il liquido si usa la **Formula di Dittus e Boelter**:

$$(5) \quad h_c = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad W/(m^2 \cdot K)$$

Nel **regime Bubbly and Slug** il coefficiente di convezione è la somma di un contributo bollitivo h_b e uno convettivo h_c .

$$h = h_c + h_b \quad W/(m^2 \cdot K)$$

dove h_c si ricava dalla formula di Dittus e Boelter modificata col parametro F .

$$(6) \quad h_c = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot F \quad W/(m^2 \cdot K)$$

Dove si usa il numero di Reynolds del liquido (M_v e M_l sono le masse di vapore e di liquido):

$$Re = \frac{M(1-x) D}{A \mu_l}$$

Con il titolo $x = \frac{M_v}{M_v + M_l}$

Il parametro F è funzione del **Parametro di Martinelli**

$$(7) \frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1}$$

Dal grafico in figura 4.2 si può ricavare F.

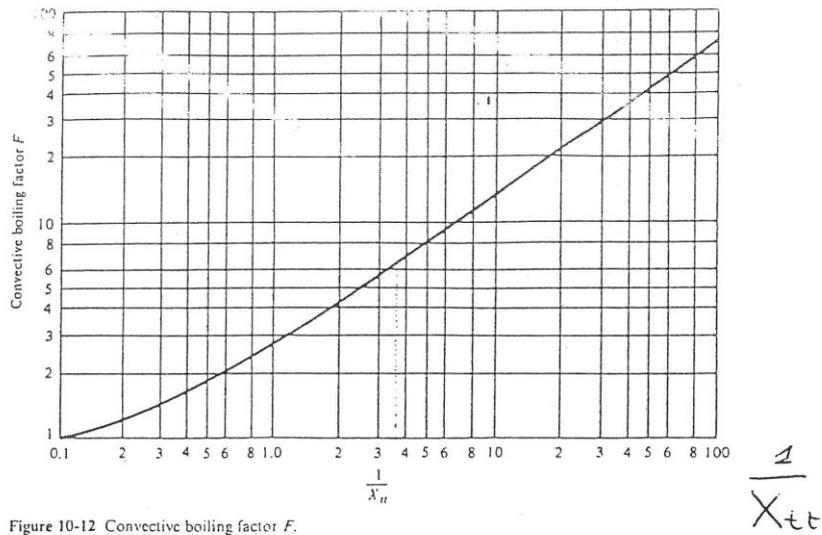


Figura 4.2: Coefficiente F in funzione del parametro di Martinelli

Il coefficiente h_b per il contributo bollitivo invece si può ricavare dalla **Relazione di Foster-Zuber**:

$$(8) h_b = 0,00122 \cdot \left(\frac{\lambda^{0,29} \cdot C_{p_l}^{0,45} \cdot \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu^{0,29} \cdot r^{0,24} \cdot \rho_v^{0,14}} \right) \cdot \Delta T_e^{0,24} \cdot \Delta P_e^{0,75} \cdot S \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Dove ΔT_e e ΔP_e sono rispettivamente le differenze tra temperatura di saturazione e temperatura effettiva, e tra pressione di saturazione e pressione effettiva. S si ricava dal grafico in figura 4.3 in funzione di $R_e \cdot F^{1,25}$

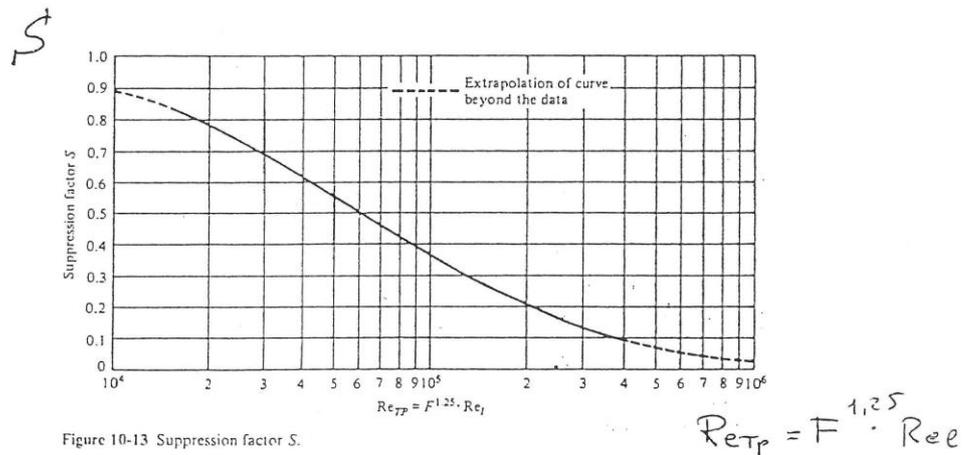


Figura 4.3: coefficiente S

In **Regime anulare** il coefficiente di convezione è funzione di h_c calcolato con Dittus e Boelter (5), del parametro di Martinelli (7) e di due coefficienti a e b .

$$h = h_c \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^b \cdot a \quad \text{W/(m}^2\text{*K)}$$

Dove $a=3,5$ e $b=0,5$. Il regime anulare si ha per $0,25 < (1/X_{tt}) < 70$

In **regime mist** il coefficiente h è funzione di h_c calcolato con Dittus e Boelter (5) e di h_{irr} derivato dall'irraggiamento.

$$h = h_c + h_{irr} \quad \text{W/(m}^2\text{*K)}$$

$$h_{irr} = \frac{a \cdot \sigma_0 |T_p^4 - T_{sat}^4|}{\Delta T_e} \quad \text{W/(m}^2\text{*K)}$$

5. Esercizio: Tubo verticale di una caldaia a tubi d'acqua soggetto a flusso di calore imposto alla parete.

Dati:

Sia dato un tubo verticale di una caldaia a tubi d'acqua la cui parete è sottoposta a un **flusso di calore noto e supposto costante** in quanto proveniente dai bruciatori della camera di combustione. Le caratteristiche del tubo e dell'acqua alla temperatura di saturazione (180°C) sono le seguenti:

▪ Diametro interno tubo	$D = 25 \text{ mm}$
▪ Flusso di calore alla superficie	$q = 135 \text{ kW/m}^2$
▪ Portata in massa d'acqua	$M = 0,9 \text{ kg/s}$
▪ Numero di Prandtl acqua	$Pr = 1,004$
▪ Temperatura di saturazione	$T_{\text{sat}} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$
▪ Conducibilità termica acqua	$\lambda = 0,675 \text{ W/(m}^\circ\text{K)}$
▪ Calore specifico acqua	$C_{p1} = 4517 \text{ J/(kg}^\circ\text{K)}$
▪ Densità acqua	$\rho_l = 889 \text{ kg/m}^3$
▪ Densità vapore	$\rho_v = 5,15 \text{ kg/m}^3$
▪ Tensione superficiale	$\sigma = 41,8 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$
▪ Calore latente vaporizzazione	$r = 2015000 \text{ J/kg}$
▪ Viscosità dinamica acqua	$\mu_l = 0,154 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
▪ Viscosità dinamica vapore	$\mu_v = 0,1525 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

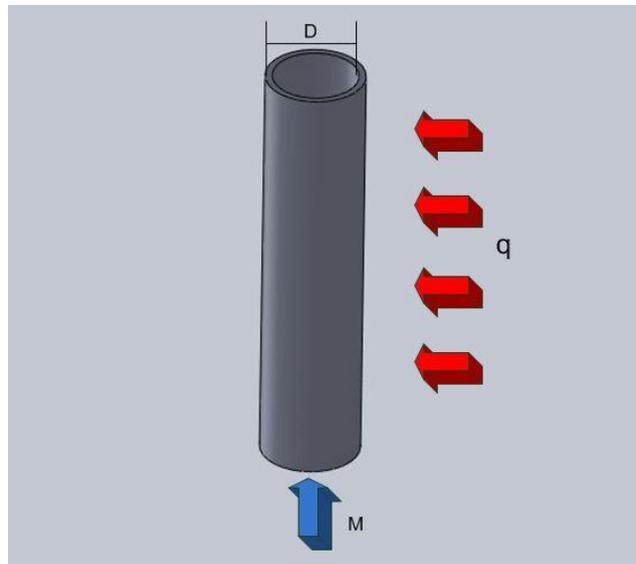


Figura 5.1: tubo scaldato

La verifica è fatta in una zona del tubo dove il titolo vale $x=0,25$ e quindi siamo in zona di **ebollizione a regime slug**, come si può osservare dal grafico.

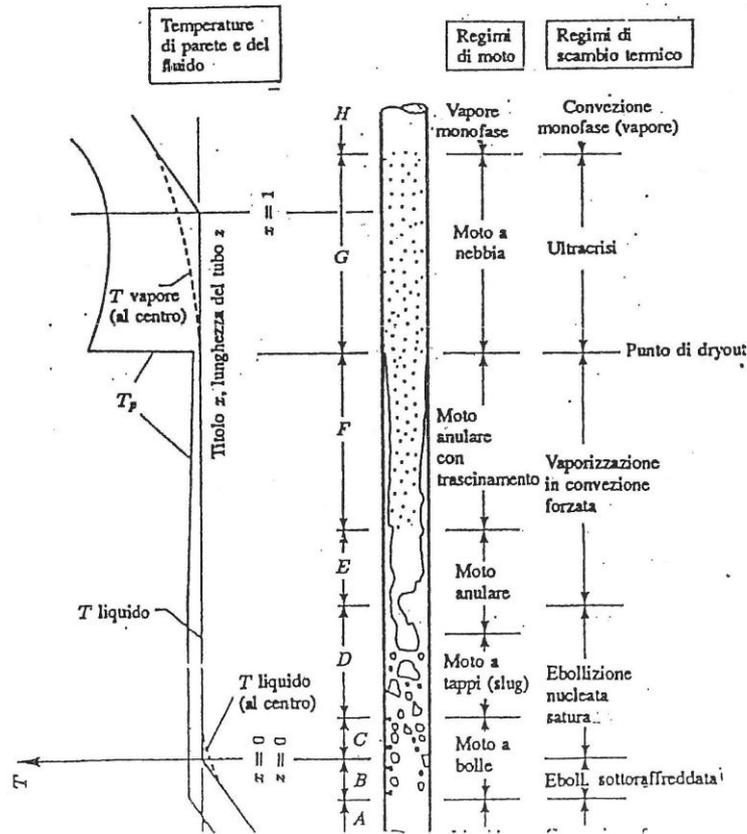


Figura 5.2: regimi di ebollizione in funzione di x

Il valore del coefficiente di scambio termico in questa regione quindi sarà in parte dovuto a un contributo di convezione forzata h_c e in parte a un contributo ebollitivo h_b :

$$h = h_c + h_b$$

Si vuole determinare ΔT_e , ovvero di quanto la temperatura del tubo sale oltre la temperatura di saturazione.

Svolgimento:

Innanzitutto dobbiamo calcolare la parte convettiva forzata h_c del coefficiente di scambio termico tramite la relazione di **Dittus e Boelter** (6) modificata col parametro F. F si ricava da diagramma 4.2 in funzione del parametro di Martinelli (7), che risulta essere:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{0,25}{1 - 0,25} \right)^{0,9} \left(\frac{889}{5,15} \right)^{0,5} \left(\frac{0,00001525}{0,000154} \right)^{0,1} = 3,88$$

Dal grafico 4.2 essendo ora noto il parametro di Martinelli $1/X_{tt}$ possiamo ricavare $F=6,5$.

Ora calcoliamo il numero di Reynolds del liquido (A è l'area di passaggio: $A = \pi D^2/4$):

$$Re = \frac{M(1-x) D}{A \mu_l} = \frac{0,9(1-0,025)}{(3,14 * 0,025 * 0,025) / 4} * \frac{0,025}{0,000154} = 24800$$

Sostituendo nella relazione di Dittus e Boelter modificata (6) troviamo h_c :

$$h_c = 0,023 \frac{0,675}{0,025} 24800^{0,8} 1,004^{0,4} 6,5 = 13230 \text{ W}/(m^2 * K)$$

A questa componente bisogna aggiungere quella di contributo ebollitivo, dalla relazione di Foster e Zuber (8):

Il parametro S si ricava da grafico 4.3 in funzione di $Re * F^{1,25} = 257000$.

Dal grafico: $S=0,17$

Per trovare h_b restano ancora incognite ΔT_e e ΔP_e . Si procede nel calcolo per iterazione scegliendo un $\Delta T_e' = 10 \text{ °C}$ di primo tentativo. La temperatura alla parete sarà allora $T_p' = \Delta T_e' + T_{sat} = 190 \text{ °C}$

Dalle tabelle della pressione di saturazione ricaviamo i seguenti dati:

$$P_{sat}(180 \text{ °C}) = 1,2544 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$P_{sat}(190 \text{ °C}) = 1,0021 * 10^6 \text{ Pa}$$

La differenza di questi è $\Delta P_e' = 0,2523 * 10^6 \text{ Pa}$

Sostituendo i valori di $\Delta P_e'$ e $\Delta T_e'$ nell'equazione di h_b (8) otteniamo:

$$h_b' = 0,00122 \left(\frac{0,675^{0,29} 4517^{0,45} 889^{0,49}}{0,0418^{0,5} 0,000154^{0,29} 2015000^{0,24} 5,15^{0,14}} \right) 10^{0,24} 252300^{0,75} 0,17 =$$

$$= 4676 \text{ W}/(m^2 * K)$$

$$h' = h_b' + h_c = 4676 + 13230 = 17906 \text{ W}/(m^2 * K)$$

$$q' = h' * \Delta T_e' = 17906 * 10 = 179060 \text{ W}/m^2$$

Il valore trovato di q' è troppo distante rispetto a quello reale ($q=135000 \text{ W/m}^2$) quindi si procede a un secondo tentativo:

$$\Delta T_e'' = 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_p' = \Delta T_e'' + T_{\text{sat}} = 188 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sempre con le tabelle della pressione di saturazione si arriva a conoscere il nuovo $\Delta P_e'' = 0,188 \cdot 10^6 \text{ Pa}$. Da qui si procede come prima:

$$h_b' = 0,00122 \left(\frac{0,675^{0,29} 4517^{0,45} 889^{0,49}}{0,0418^{0,5} 0,000154^{0,29} 2015000^{0,24} 5,15^{0,14}} \right) * 8^{0,24} 188000^{0,75} 0,17 =$$
$$= 3748 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$h'' = h_b'' + h_c = 3748 + 13230 = 16978 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$q'' = h'' \Delta T_e'' = 16978 * 8 = 135800 \text{ W/m}^2$$

Ora q'' ha un valore molto simile al q noto nei dati e quindi il dimensionamento è corretto. Il valore della differenza di temperatura è $\Delta T_e = 8 \text{ }^\circ\text{C}$ che corrisponde a una temperatura di parete $T_p = 188 \text{ }^\circ\text{C}$.