

13º ENCIT – Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas



UFU-Uberlândia - MG, 05 a 09 de dezembro de 2010

FUNDAMENTOS E APLICAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE: **EBULIÇÃO** E CONDENSAÇÃO

Júlio César Passos

jpassos@emc.ufsc.br

<http://energetique-juliocesarpassos.blogspot.com>



Universidade Federal de Santa Catarina
Centro Tecnológico - Departamento de Engenharia Mecânica
LEPTEN/Boiling
Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia



Sumário

Introdução

Aspectos históricos

Aplicações

Curva de ebulição

Regimes de ebulição

Crítérios de estabilidade

Fundamentos da nucleação

Influência de diferentes parâmetros

Correlações para a ebulição nucleada

Mecanismos físicos de intensificação



Motivação geral

Menor consumo de energia/PIB

Difusão mundial de sistemas

portáteis
compactos
miniaturas

Ex.: Consumo de eletricidade de:

- a) PCs de bancada: 100 a 300 W
- b) Lap Tops: 30 W

Conseqüências:

Aumento do **fluxo de calor dissipado**
nos microprocessadores eletrônicos.

Desafios tecnológicos

Intensificação da transferência de calor

1) Em escoamento monofásico (líquido)

Aumento do **fluxo de calor dissipado** em dispositivos microeletrônicos
(PCs, Servidores, Diodo de LASER)

*em 2003 parecia impossível chegar a 200 W/cm²
hoje (2006), parece ser uma meta alcançável*

desafio para esta década: 600 a 1000 W/cm²

Dispositivos de novas tecnologias que requerem resfriamento

(*) Kandlikar (2006), pp. 87-90, in Kandlikar et al. (2006), "Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels", Ed., Elsevier)

Motivação: CF em Microcanais (1)

Microcanais ($10\mu\text{m} < D \leq 200\mu\text{m}$)

Minicanais ($200\mu\text{m} < D \leq 3\text{mm}$) (*)

(*) Kandlikar e King (2006), p. 3, in Kandlikar et al. (2006), "Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels", Ed., Elsevier)

- **Escoamento Monofásico (líquido)**
 - **Micro-bombas, Micro-válvulas e micro-sensores,**
 - **Ciências biológicas e da vida (Materiais: proteínas, DNA, células, embriões e reagentes químicos)**
 - **Microeletromecânica - resfriamento de espelhos de sistemas de LASER de alta potência.**
 - **Engenharia biomédica e genética - exigência de controle de transporte de fluidos em passagens estreitas (da ordem do μm)**

Desafios aos pesquisadores

Intensificação da transferência de calor

1) Em escoamento monofásico (líquido)

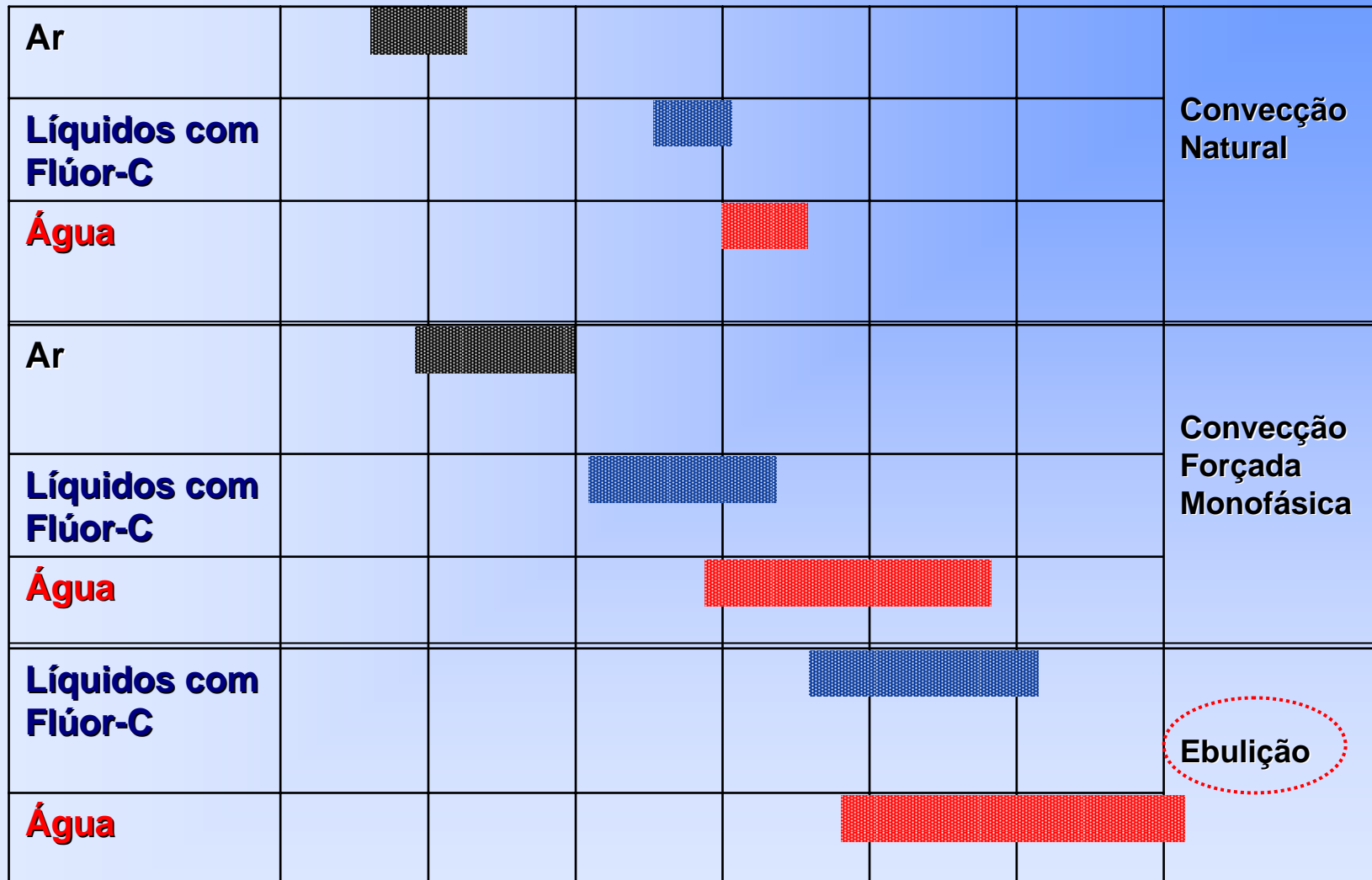
- Validação experimental das equações de transporte para escoamentos laminar e turbulento
- Verificação da transição laminar-turbulento para escoamentos em micro-escala
- Análise do efeito da elevada rugosidade relativa: transição laminar-turbulento, coeficientes de atrito e de transferência de calor
- Verificação das constantes empíricas derivadas de experimentos em macro-escala

Gad-el-Hak (1999), in Kandlikar (2006), defende o tratamento como Meio Contínuo, com os resultados da teoria clássica, para fluidos como a Água para canais com $D > 1\text{mm}$.

Ebulição convectiva

- Algumas aplicações industriais
 - Evaporadores de sistemas de condicionamento de ar automotivos
 - Canais de alumínio extrudado com diâmetros $< 1\text{mm}$ já são aplicados em condensadores com mini-canais
 - O calor latente de vários fluidos refrigerantes encontra-se na faixa de 150 a 300 kJ/kg, para temperaturas em torno de 30 a 50°C e podem apresentar, em ebulição convectiva em micro-canais, coeficientes de transferência de calor comparáveis aos da água em Convecção Forçada monofásica.

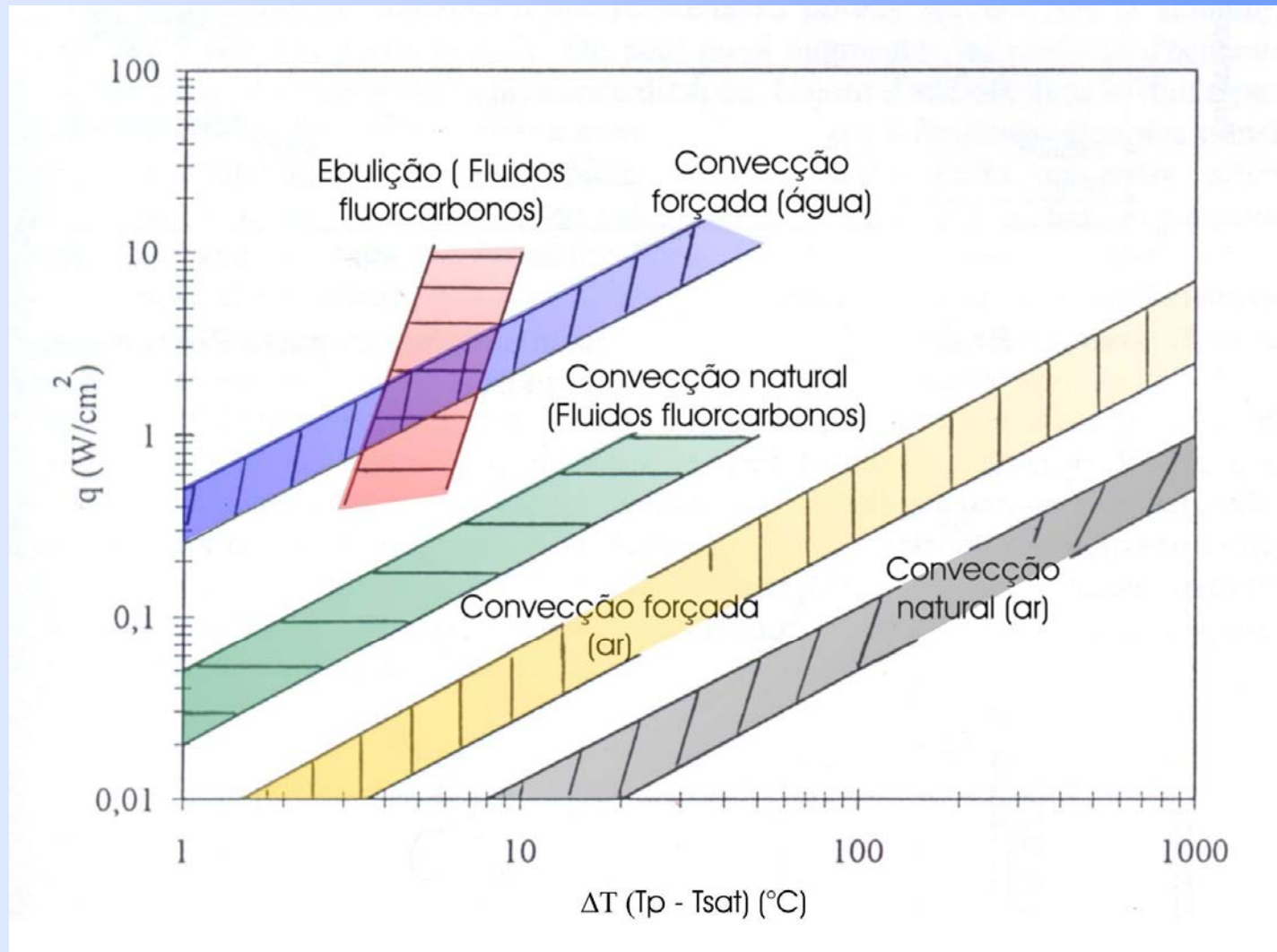
Coeficientes de transferência de calor



1 10 10² 10³ 10⁴ 10⁵ 10⁶ (W/m²K)

(in Yang et al., *Journal of Heat Transfer-ASME*, Vol. 131, pp. 091001-1-10, 2009.)

Fluxos de calor versus ΔT



(in Bonjour (1996), thèse INSA-Lyon-France)

Histórico

LEIDENFROST (Alemanha - 1756)

publica os resultados de suas observações sobre o comportamento de uma gota d'água sobre uma placa aquecida, em que o processo de vaporização é retardado por causa de uma camada de vapor que mantém a gota isolada da placa.

JAKOB et FRITZ (Alemanha - 1931)

realizam os primeiros estudos sobre o efeito da rugosidade sobre o coeficiente de transferência de calor por ebulição.

NUKIYAMA (Japão - 1934)

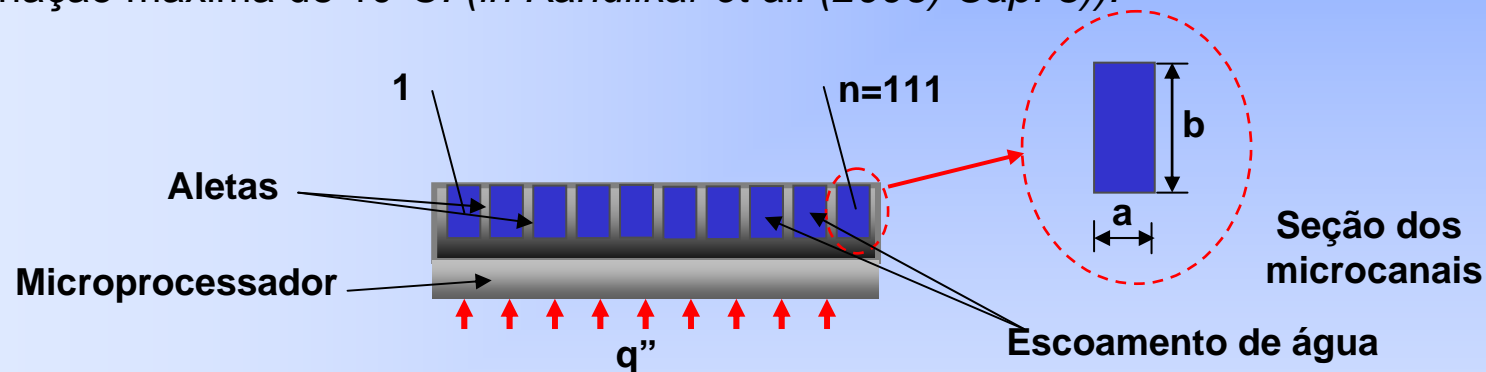
publica resultados na forma de uma curva, chamada de curva de ebulição, e infere a existência do regime de ebulição de transição.

Motivações de engenharia

- Transferência de grandes fluxos de calor com pequenas diferenças de temperatura ($\Delta T = T_{parede} - T_{sat}$)
- Refrigeração e condicionamento de ar
- Trocadores de calor compactos
- Controle térmico (*em diversas aplicações*)
- Processos de conversão de energia (Geração Termo-solar, etc.)
- Dessanilização de água
- Segurança de reatores nucleares

Exemplo

Enunciado do Problema: Calcular as temperaturas de superfície na base das aletas, na entrada e na saída do microcanal, de um mini trocador de calor para se resfriar um microprocessador de computador que dissipa 100 W em uma superfície cuja área mede 10 mm x 10 mm. Cada microcanal tem seção transversal com largura $a=50\mu\text{m}$, altura $b=350\mu\text{m}$ e espaçamento entre microcanais $s=40\mu\text{m}$. Considerar a temperatura de entrada da água 35°C e uma variação máxima de 10°C . (in Kandlikar et al. (2006) Cap. 3)).



$$q''_{micr.proc.} = \frac{q}{A} = \frac{100}{(0,010)^2} = 10^6 \text{ W} / \text{m}^2 = 100 \text{ W} / \text{cm}^2 \quad ?$$

$$\dot{m}_l = \frac{q}{c_p \Delta T} = \frac{100}{(4179)(10)} = 2,39 \cdot 10^{-3} \text{ kg} / \text{s}; \quad \dot{m}_c = \frac{\dot{m}_l}{n} = 2,15 \cdot 10^{-5} \text{ kg} / \text{s}$$

Exemplo (cont.)

$$D_h = \frac{2ab}{(a+b)} = 87,5 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\text{Re}_{D_h} = \frac{m_c D_h}{A_c \mu} = \frac{(87,5 \times 10^{-6})(2,15 \times 10^{-5})}{[(50 \times 10^{-6})(350 \times 10^{-6})](655 \times 10^{-6})} = 164 \quad \text{Esc. Laminar}$$

Comprimentos de entrada

Hidrodinâmico:

Térmico: (Pr=4,33)

$$L_{eh} = 0,05 \text{Re}_{D_h} D_h = 0,72 \text{ mm}$$

$$L_{et} = 0,1 \text{Re}_{D_h} \text{Pr} D_h = 6,21 \text{ mm}$$

Trata-se de um problema de escoamento laminar com

COMPRIMENTO DE ENTRADA TÉRMICO!

Aproximando ao caso de um problema de
Camada Limite Completamente Desenvolvida

$$\rightarrow \text{Nu}_{D_h,3} = \frac{hD_h}{k} = 6,57$$

Exemplo (cont.)

$$h = \frac{Nu_{D_{h,3}} k}{D_h} = 47,4 \times 10^3 \text{ W / m}^2 \text{ K} ;$$

$$\eta_{Aleta} = 0,67$$

$$q'' = \frac{q}{(2b\eta_{Aletas} + a)nL} = \frac{100}{(2(350 \times 10^{-6})(0,67) + (50 \times 10^{-6}))(111)(0,01)} =$$
$$= 173 \times 10^3 \text{ W / m}^2$$

$$h_{entr.} = 137,7 \times 10^3 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$h_{saída} = 47,9 \times 10^3 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$T_{entr.} = 36,3^\circ \text{ C}$$

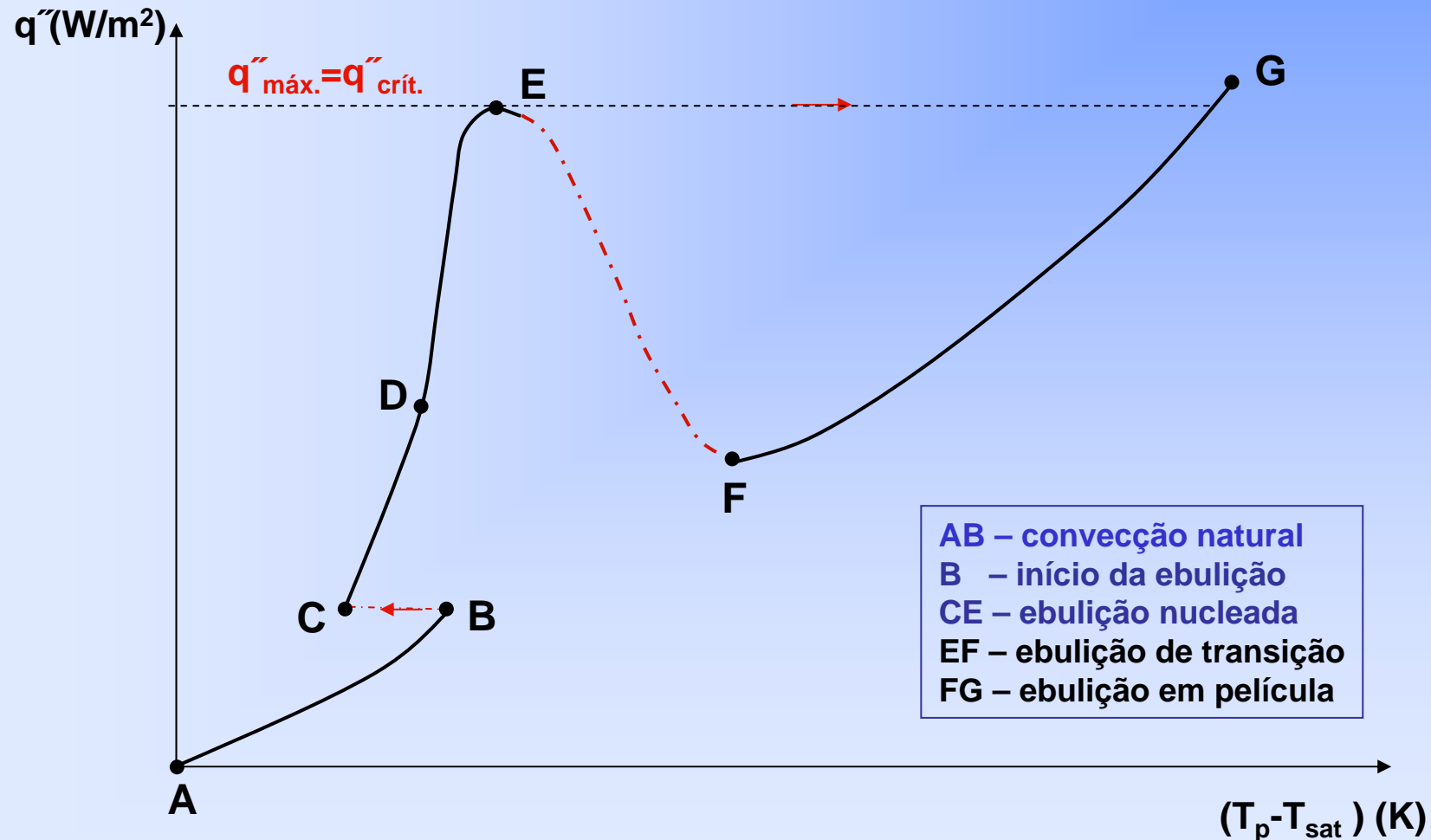
$$T_{entr.} = 48,6^\circ \text{ C}$$

Curva de ebulição



A curva de ebulição (curva de Nukiyama)

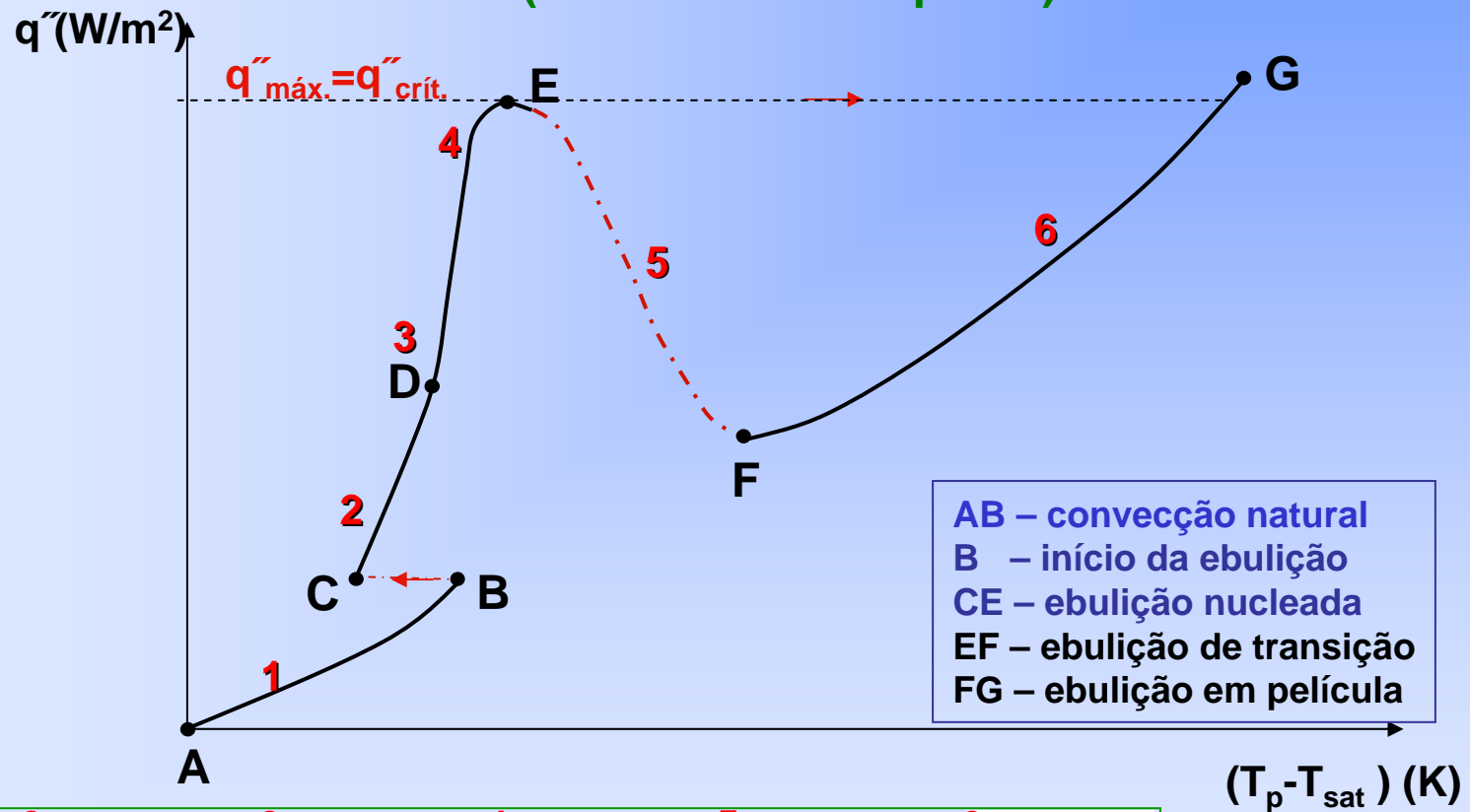
(fluxo de calor imposto)



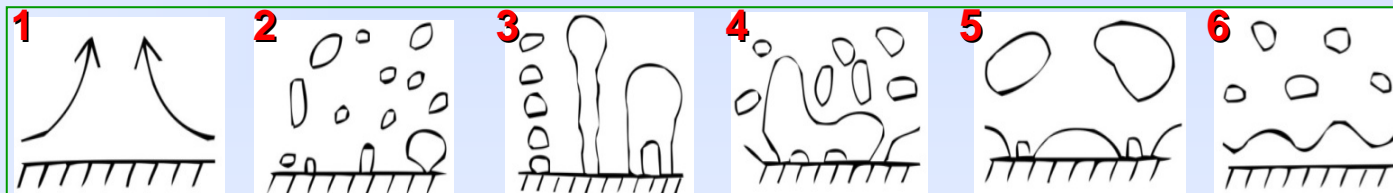
- AB – convecção natural
- B – início da ebulição
- CE – ebulição nucleada
- EF – ebulição de transição
- FG – ebulição em película

A curva de ebulição (curva de Nukiyama)

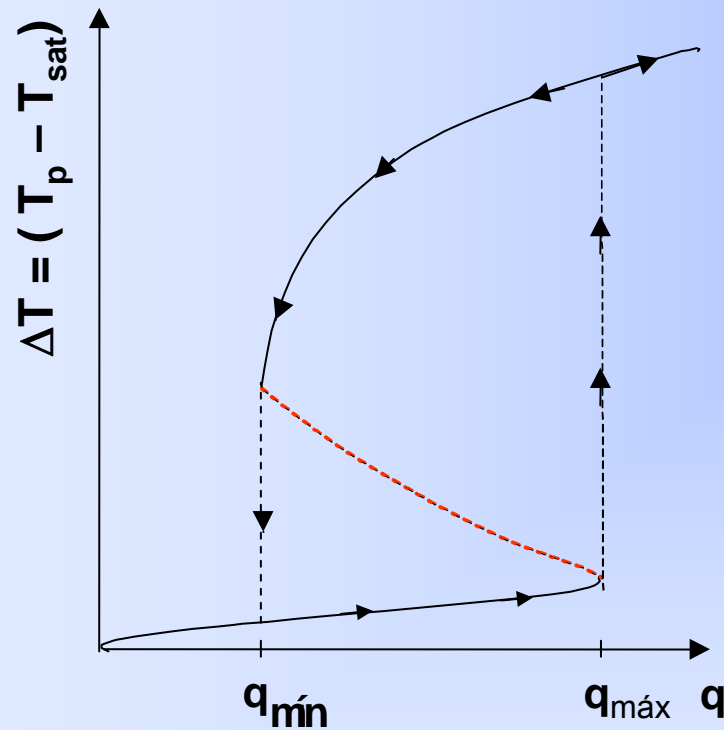
(fluxo de calor imposto)



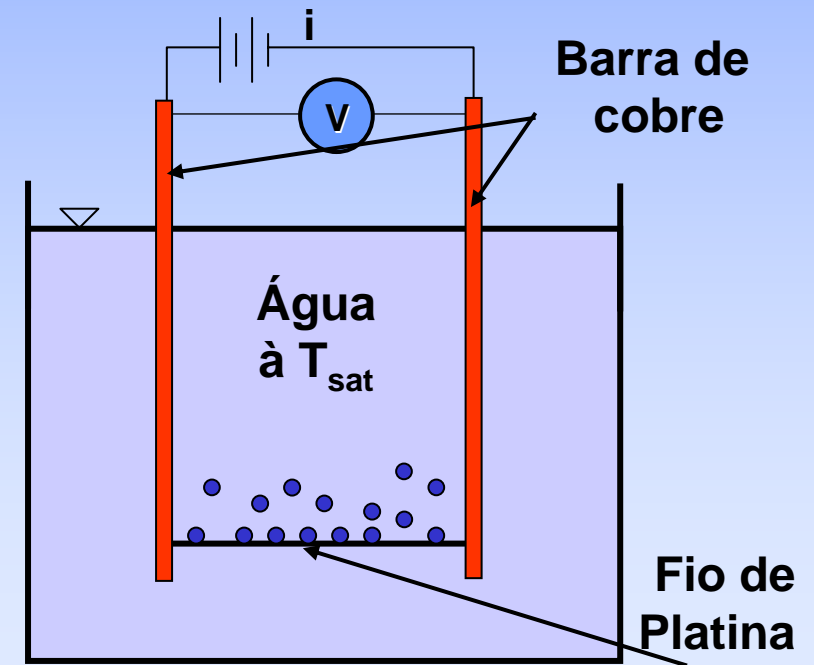
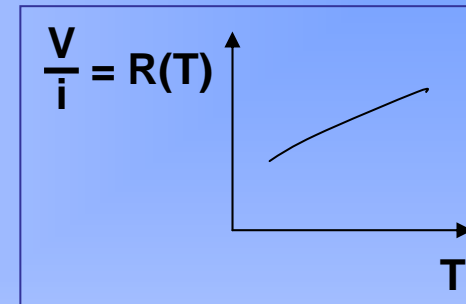
AB – convecção natural
 B – início da ebulição
 CE – ebulição nucleada
 EF – ebulição de transição
 FG – ebulição em película



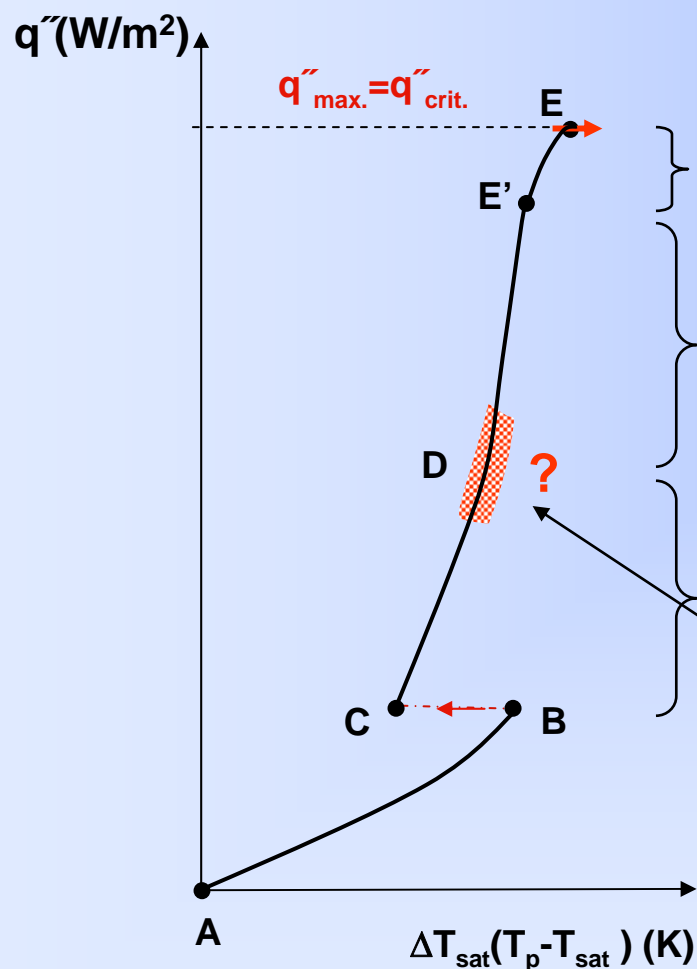
O experimento de Nukiyama (1934)



Ebulição livre
("Pool boiling")



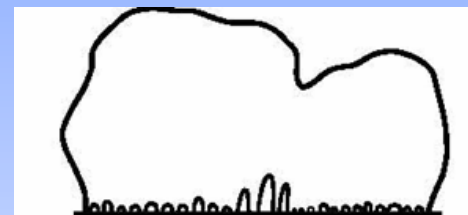
Regime de ebulição nucleada



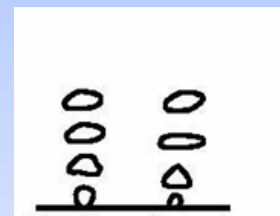
Bolhas "coalescidas"
(próximo ao fluxo de calor crítico)



Bolhas coalescidas



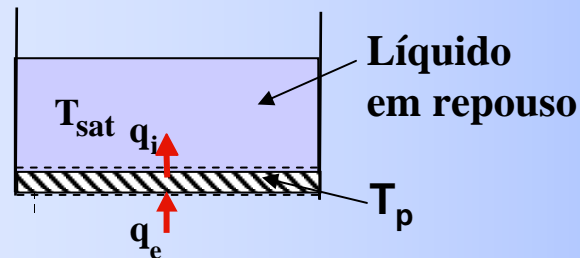
Bolhas isoladas



$$q_{MB} = 0,11 \rho_v h_{lv} \theta^{0,5} \left(\frac{\sigma g}{\rho_l - \rho_v} \right)^{\frac{1}{4}}$$

1ª Transição CD-DE': Correlação de Moissis-Berenson
(θ : ângulo de contato, em graus)

Condição de estabilidade (1)



Balço térmico

$$\rho c V \frac{dT_p}{dt} = S(q_e - q_i)$$

$$\theta = \theta_0 + \delta\theta$$

$$q_e = q_{e0} + \delta q_e$$

$$q_i = q_{i0} + \delta q_i$$

$$\frac{d(\delta\theta)}{dt} = \frac{S}{\rho V c} [(\delta q_e - \delta q_i) + (q_{e0} - q_{i0})]$$

$$\delta q_e = \frac{\partial q_e}{\partial \theta} \delta\theta \quad \delta q_i = \frac{\partial q_i}{\partial \theta} \delta\theta$$

$$\frac{d(\delta\theta)}{\delta\theta} = \frac{S}{\rho V c} \left[\frac{\partial q_e}{\partial \theta} - \frac{\partial q_i}{\partial \theta} \right] dt$$

$$\delta\theta = \exp \left[\frac{S}{\rho V c} \left(\frac{\partial q_e}{\partial \theta} - \frac{\partial q_i}{\partial \theta} \right) \right] t$$

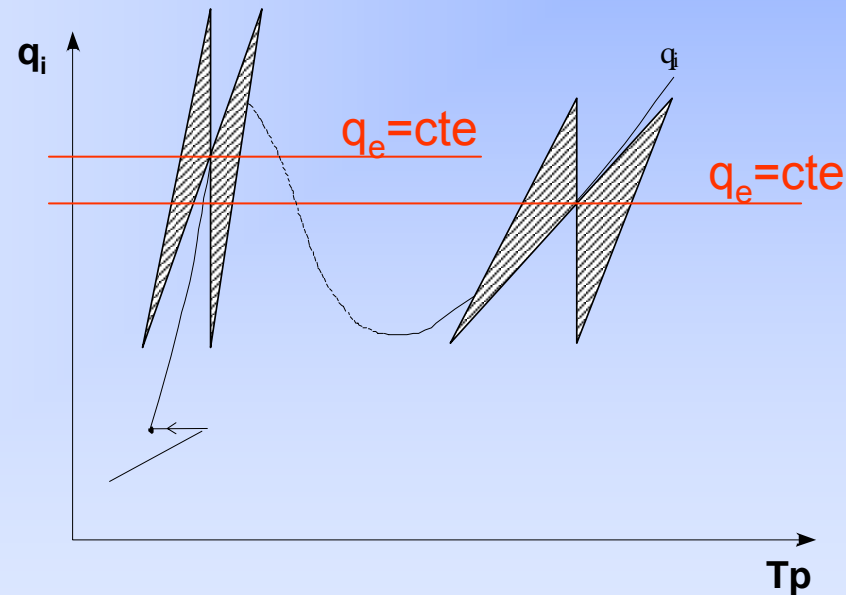
$$\frac{\partial q_e}{\partial \theta} < \frac{\partial q_i}{\partial \theta}$$

in K. Stephan (1965, 1992)

Condição de estabilidade (2)

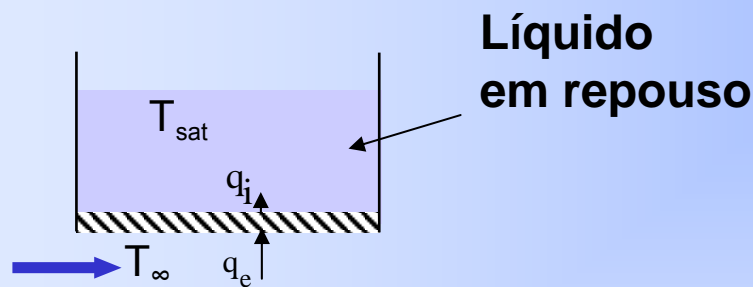
Fluxo de calor imposto

$$\frac{\partial q_e}{\partial \theta} = 0 < \frac{\partial q_i}{\partial \theta}$$



Condição de estabilidade (3)

Temperatura da parede imposta



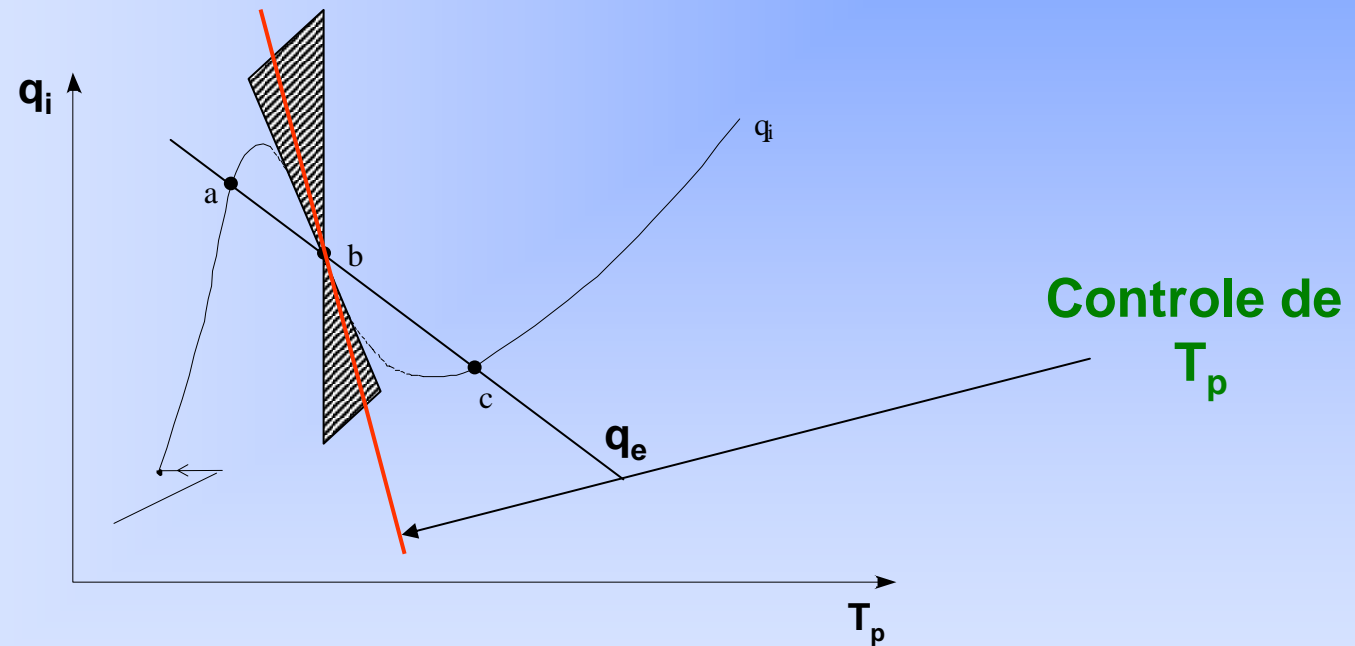
$$\frac{\partial q_e}{\partial \theta} = -h_e \left\langle \frac{\partial q_i}{\partial \theta} \right\rangle$$

$$q_e = -h_e (T_p - T_\infty)$$

In Stephan (1965, 1992)

Condição de estabilidade (4)

Estável nos pontos "a" ou "c"



Visualização da ebulição

- *Ebulição livre (em “piscina”)*
- *Ebulição em convecção forçada*

Visualização (1)

Ebulição nucleada do n-Pentane, p_{atm} , $T_{\text{sat}}=35,8^{\circ}\text{C}$,
sobre um disco de cobre



$T_p = 54^{\circ}\text{C}$
 $q'' = 40\text{kW/m}^2$



$T_p = 56,3^{\circ}\text{C}$
 $q'' = 100\text{kW/m}^2$

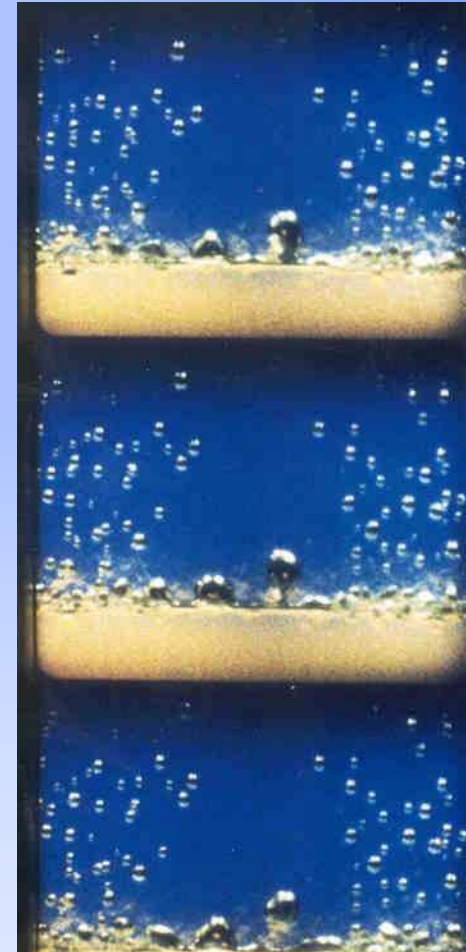
in E.M. Cardoso, 2007, LEPTEN/Boiling - UFSC

Visualização (2)

Regime
de ebulição
Nucleada



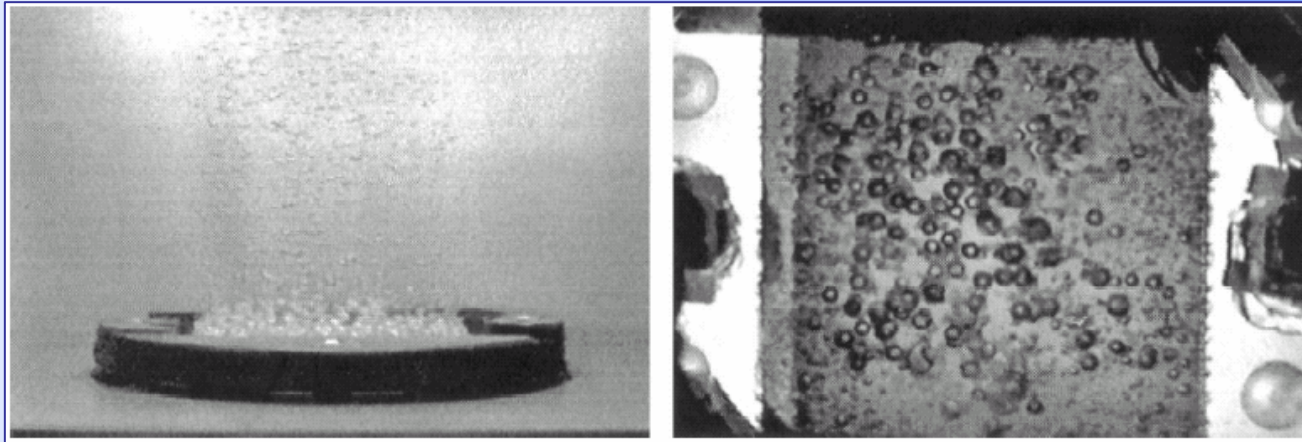
Regime de
Transição



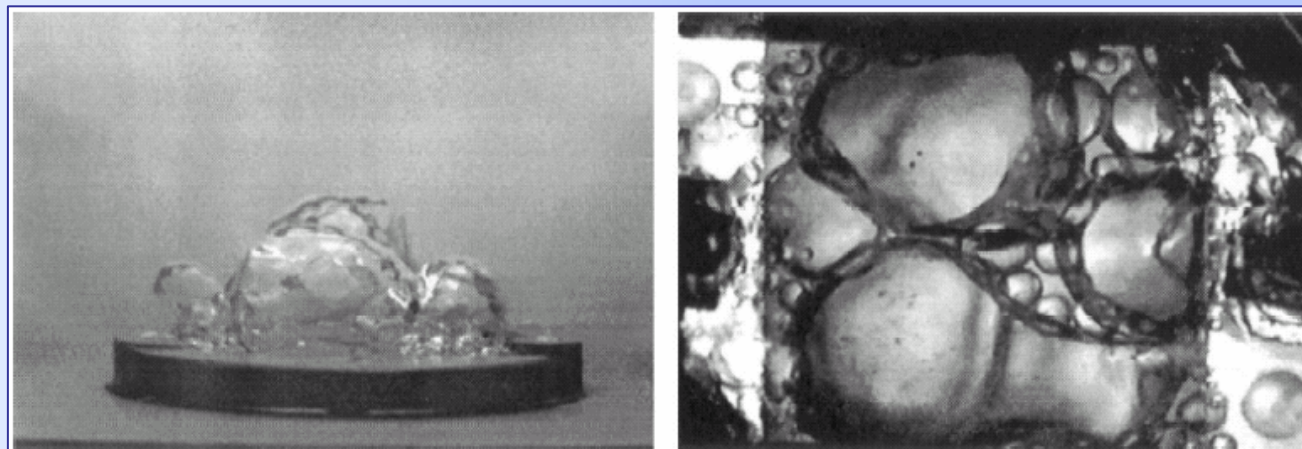
Imagens extraídas do filme: “Les mécanismes de l'ébullition”, SFS-France

Visualização (3)

Efeito da aceleração da gravidade



p_{atm}
 $g=9,8 \text{ m/s}^2$

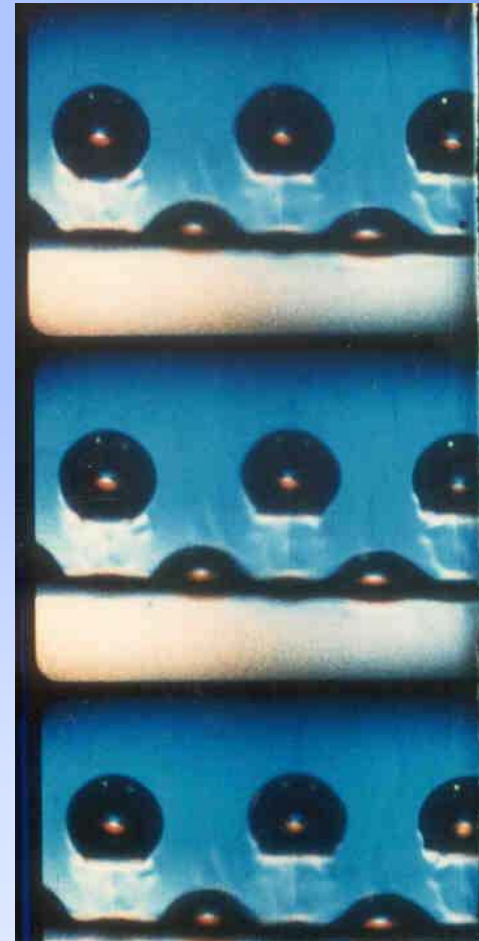
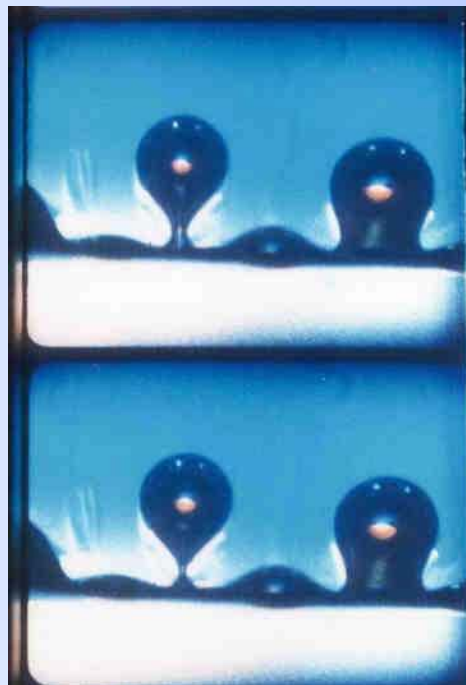


p_{atm}
 μg

(in Snyder et Chung, 2001)

Visualização (4)

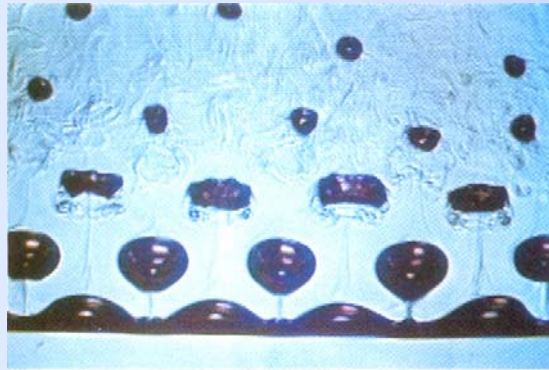
Regime
de ebulição em Película



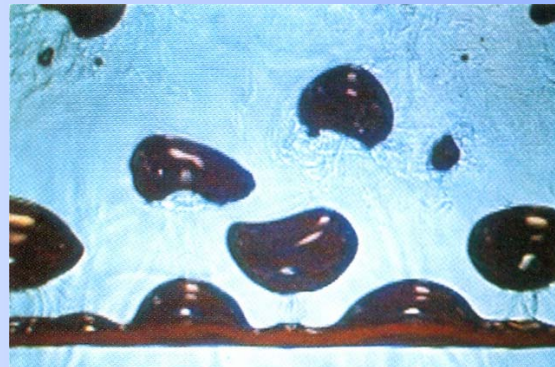
*Instabilidades
de Taylor*

Imagens extraídas do filme: “Les mécanismes de l'ébullition”, SFS-France

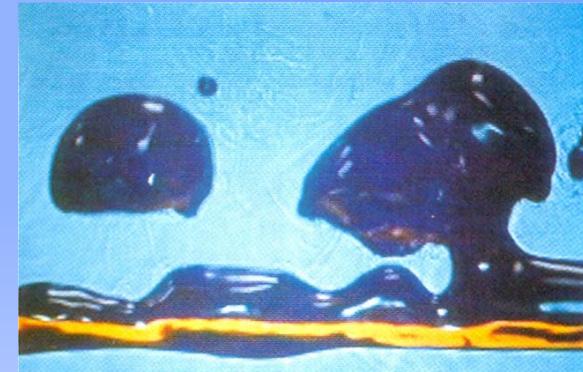
Comportamento organizado e caótico durante a ebulição em película do FC-72 sobre um fio



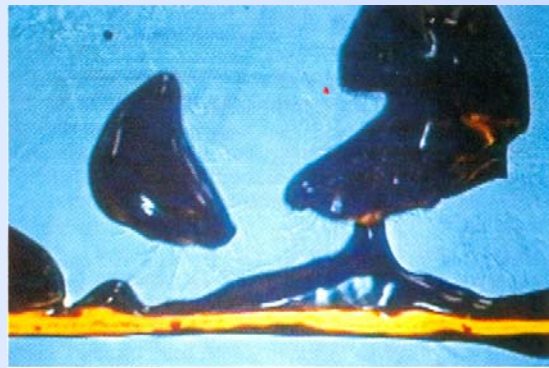
(a) $q=37 \text{ W/cm}^2$



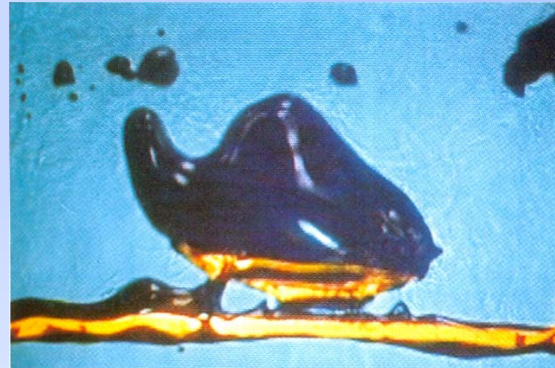
(b) $q=61 \text{ W/cm}^2$



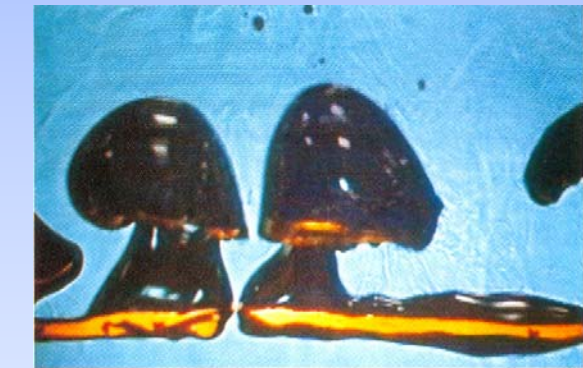
(c) $q=90 \text{ W/cm}^2$



(d) $q=99 \text{ W/cm}^2$



(e) $q=107 \text{ W/cm}^2$ (t)



(t+ 0,067 s) (f) $q=107 \text{ W/cm}^2$ | 5 mm

Fio de Cr-Ni ($T_{\text{fusão}}=1400^\circ\text{C}$), $d= 510 \mu\text{m}$, imerso em FC-72, a 1 atm ($T_{\text{sat}}=56^\circ\text{C}$), ($T_{\text{fluido}}=25^\circ\text{C}$),
Univ. do Texas, Arlington

Hong et al., *Journal of Heat Transfer*, May 1997, Vol. 119, p. 207.

Visualização (6)

A- Ebulição
Nucleada

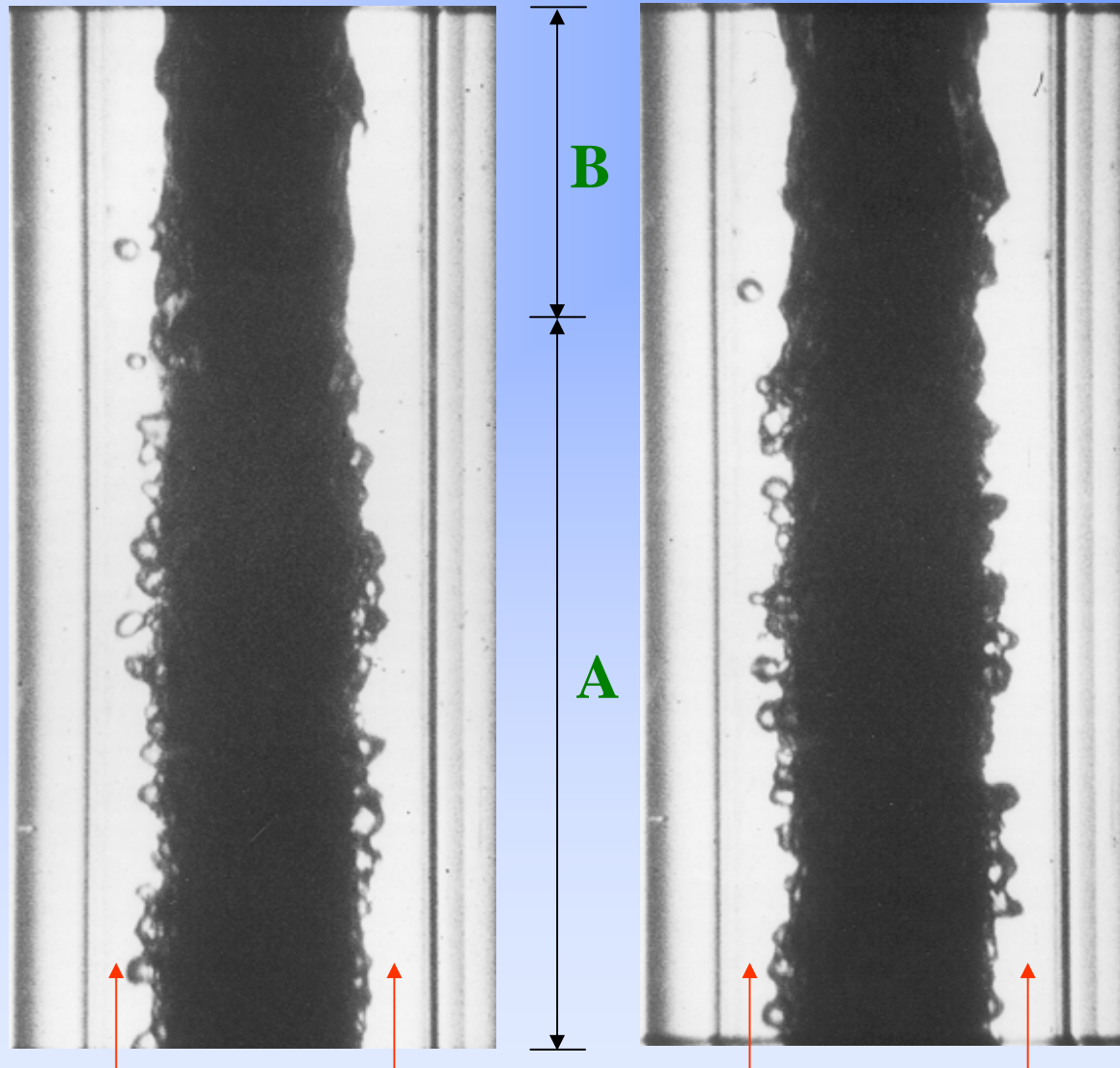
B- Ebulição
em Película

*Ebulição em
Convecção forçada*

$p = 1,5 \text{ bar};$
 $\Delta T_e = 24,7^\circ\text{C}$
 $G = 218 \text{ kg/m}^2\text{s}$

$q'' = 121 \text{ kW/m}^2$
(=41 % q''_{crit})
Câmera rápida:
1000 quadros/s

*Imagens extraídas
de Passos (1989, 1990)*



LIMITES PARA UM PROJETO DE UM SISTEMA COM EBULIÇÃO

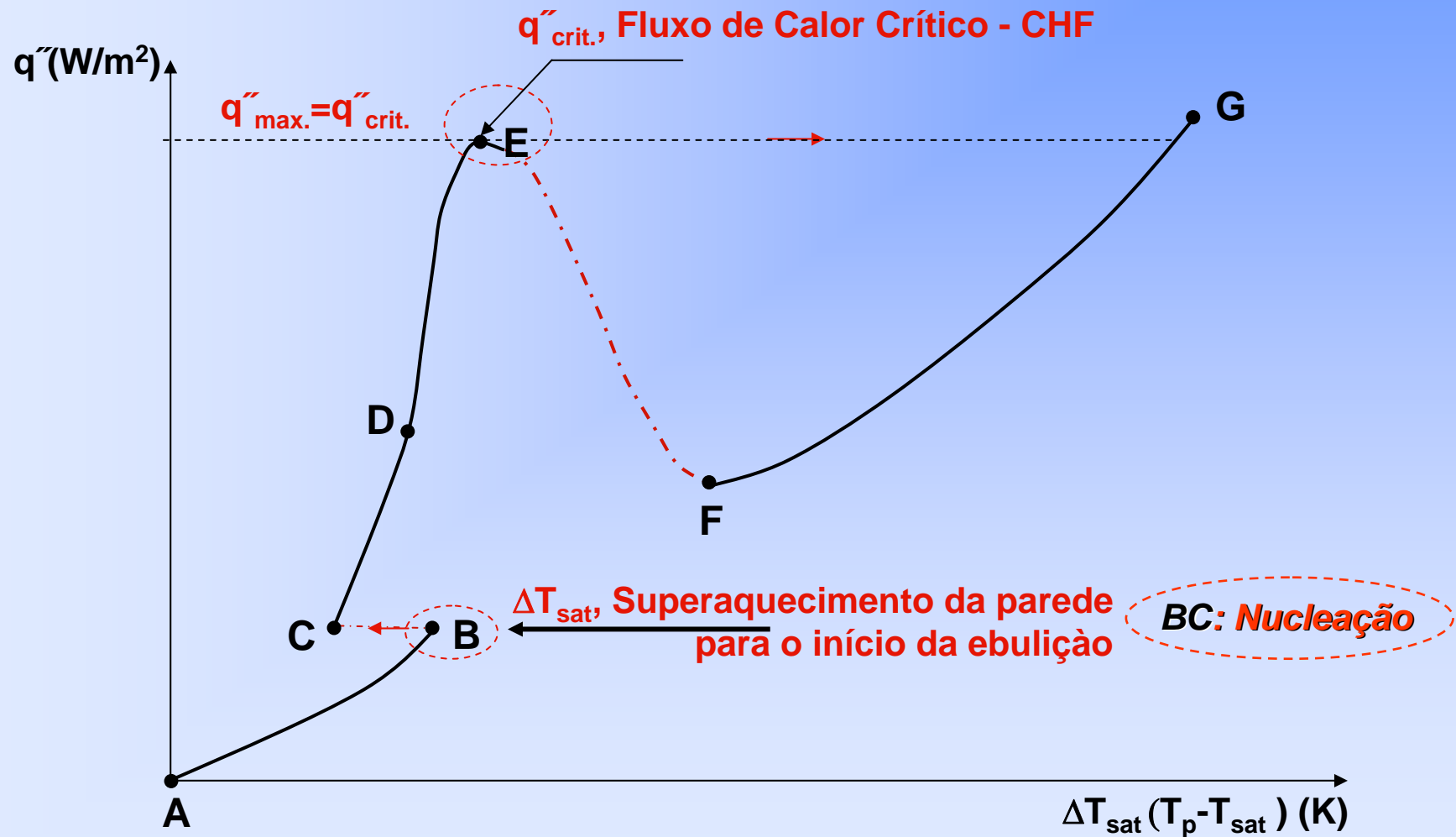
1- Início da ebulição - nucleação heterogênea

(ONB-Onset Nucleate Boiling, $\Delta T(^{\circ}C)$, $q_{ONB} (W/m^2)$)

2- Fluxo de Calor Crítico

(CHF-Critical Heat Flux, $q_{CHF} (W/m^2)$)

Os dois pontos necessários para um projeto de engenharia



13º ENCIT – Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas

Universidade Federal de Uberlândia - Uberlândia - MG,
05 a 09 de dezembro de 2010

FUNDAMENTOS E APLICAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE: EBULIÇÃO E CONDENSAÇÃO (2ª aula)

Júlio César Passos

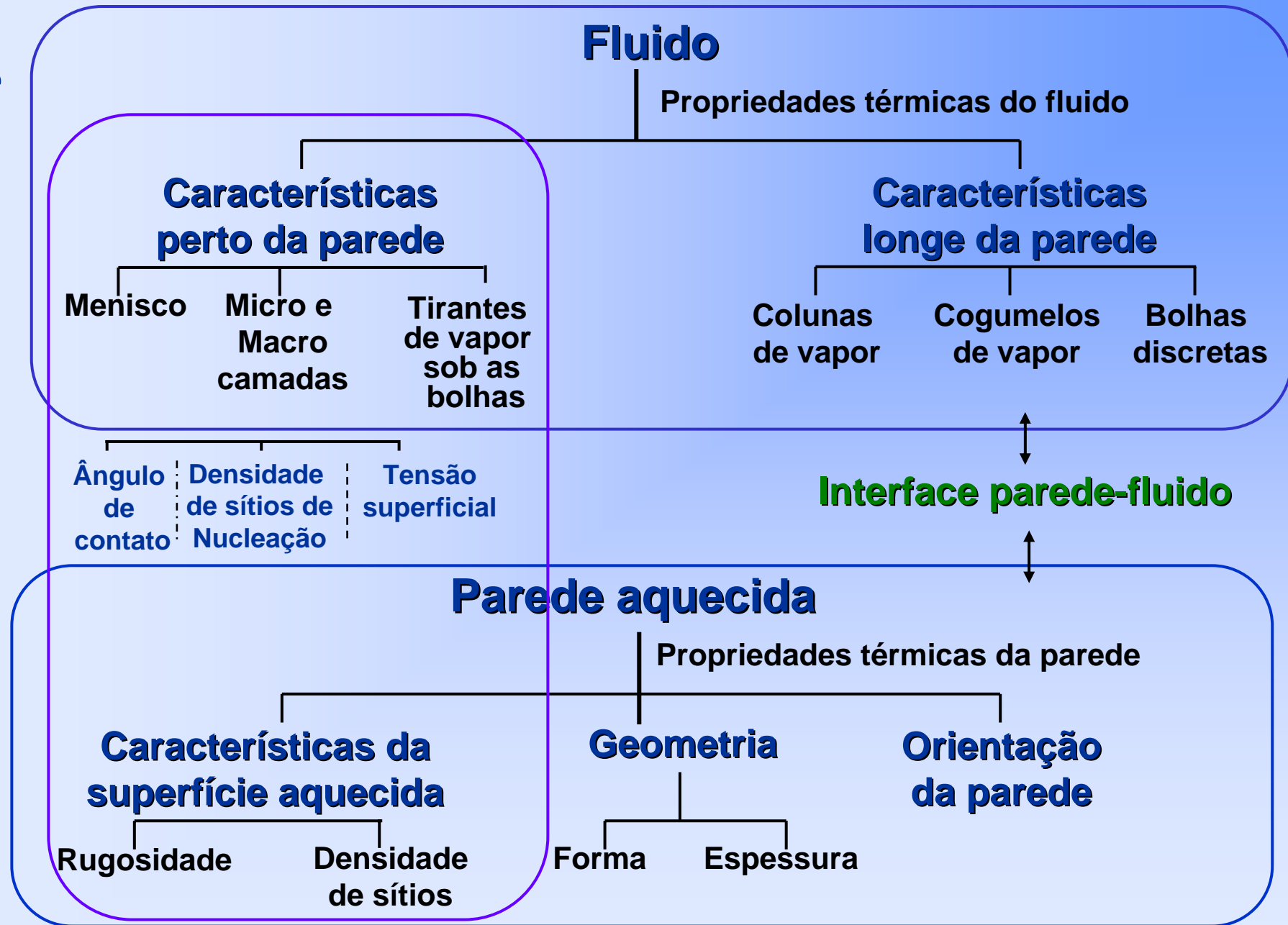
jpassos@emc.ufsc.br

<http://energetique-juliocesarpassos.blogspot.com>



Universidade Federal de Santa Catarina
Centro Tecnológico - Departamento de Engenharia Mecânica
LEPTEN/Boiling
Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia





Nomenclatura adotada

h_{lv} : Calor latente de vaporização, $\frac{\text{J}}{\text{kg}}$

G_v : Velocidade mássica do vapor, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$

ρ_v : Massa específica do vapor, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

σ : Tensão superficial, $\frac{\text{J}}{\text{m}^2} = \frac{\text{N}}{\text{m}}$

ϕ_l : Potencial químico da fase líquida, $\frac{\text{J}}{\text{kg}}$

ϕ_v : Potencial químico da fase vapor, $\frac{\text{J}}{\text{kg}}$

Definição de Nucleação

Nucleação é a formação “de um conjunto de moléculas (*clusters*)” de uma segunda fase no interior de outra.

Tipos de nucleação:

- **Homogênea:** formação de uma *interface vapor-líquido (bolha)* no interior de um líquido puro **superaquecido**.
- **Heterogênea:** formação de um embrião de vapor em uma **interface sólido-líquido**.

(Carey (1992), Cap. 6; Kandlikar e Dhir (1999))

Superaquecimento do líquido

(condição *sine qua non* para o início da ebulição)

$$\Delta T_{sat} = T_l - T_{sat} \geq \frac{2\sigma T_{sat}}{\rho_v h_{lv} r}$$

A dedução desta equação depende das equações fundamentais da **NUCLEAÇÃO**.

Nas quatro próximas transparências serão apresentadas as três equações fundamentais da nucleação!

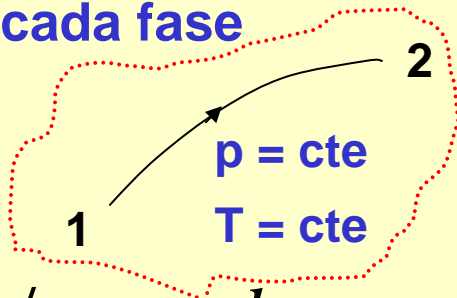
Equações fundamentais da nucleação

- Eq. (1) de Clausius-Clapeyron
- Eq. (2) de Young-Laplace
- Eqs. (3) de Thomson

Eq. (1) da nucleação

Equação de Clausius-Clapeyron

Equações de Gibbs-Duhem
para cada fase



$$d\phi_v = v_v dp - s_v dT$$

$$d\phi_l = v_l dp - s_l dT$$

$$d\phi_v = d\phi_l$$

$$\frac{dp}{dT} = \frac{s_v - s_l}{v_v - v_l}$$

Da 1ª Lei da
termodinâmica

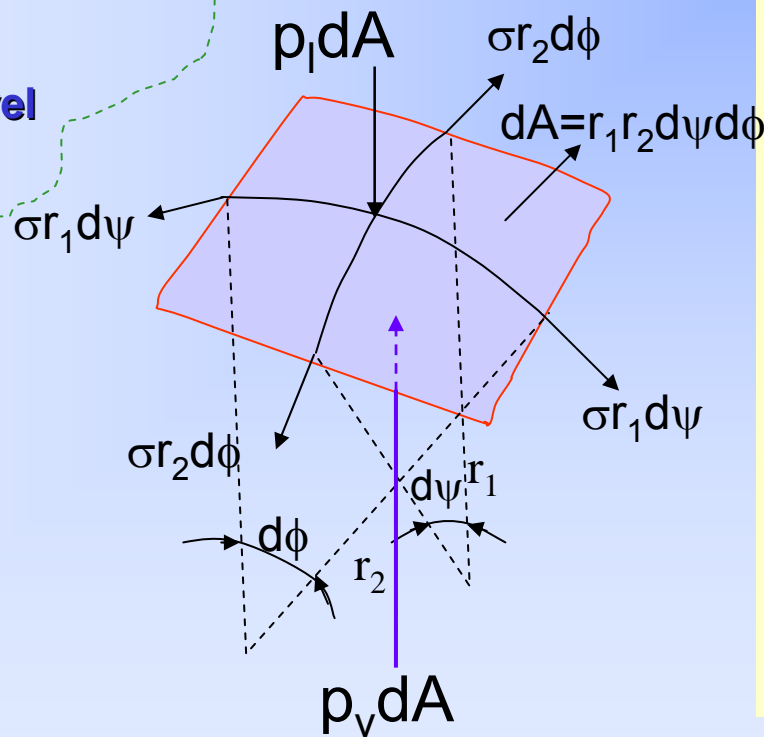
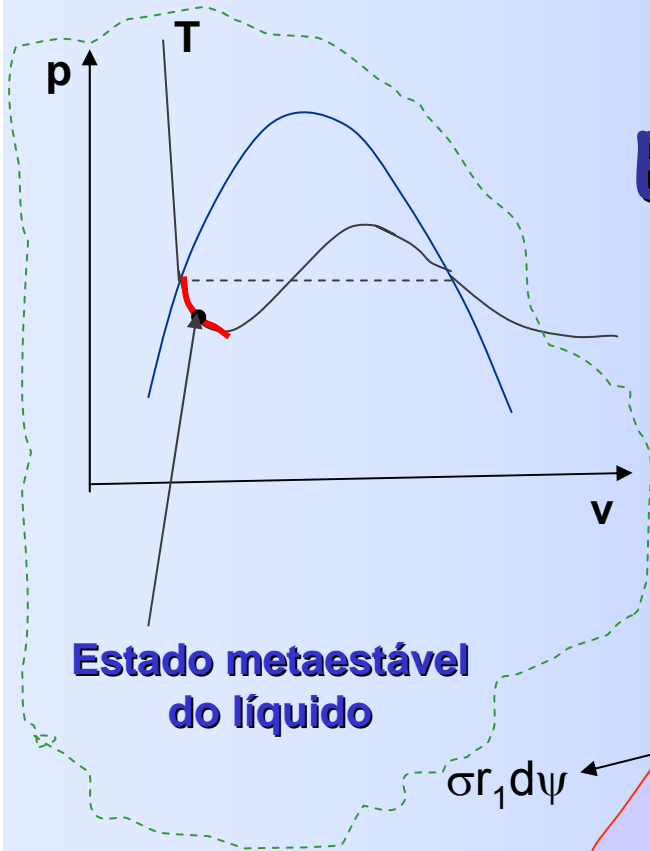
$$\delta q = dh - v dp^0 = T ds$$

Equação de Clausius-Clapeyron

$$\frac{dp}{dT} = \frac{h_{lv}}{T_{\text{sat}} (v_v - v_l)}$$

Eq. (2) da nucleação

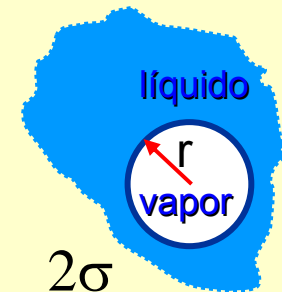
Equação de Young-Laplace



$$p_v - p_l = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

$$r_1 = r_2 = r$$

$$p_v - p_l = \frac{2\sigma}{r}$$



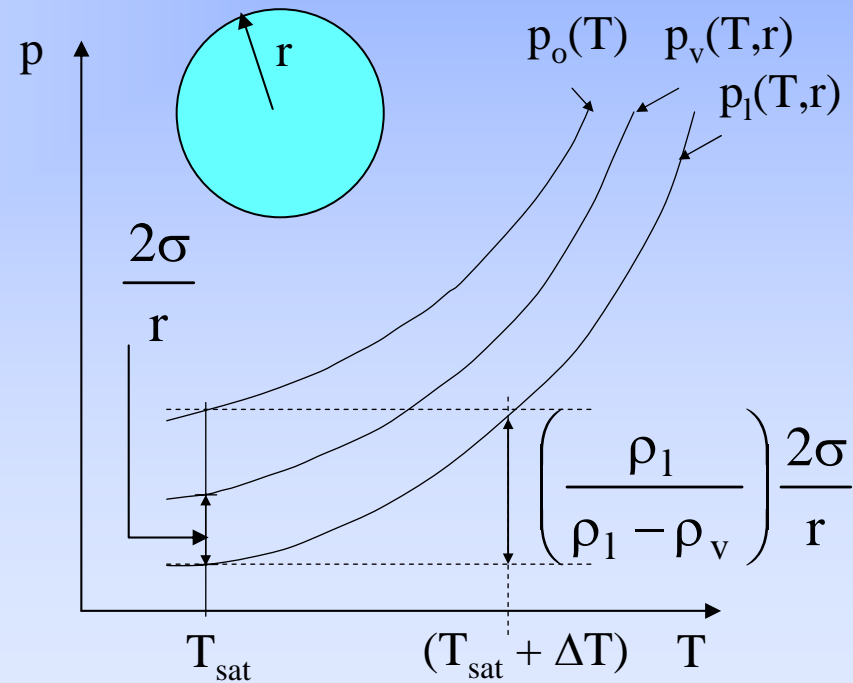
Eqs. (3) da nucleação

Equações de Thomson

(comparação de $p_l(T,r)$ et $p_v(T,r)$ com a pressão de vapor em uma interface plana)

$$p_v = p_0 - \left(\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right) \frac{2\sigma}{r}$$

$$p_l = p_0 - \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \frac{2\sigma}{r}$$



Superaquecimento do líquido

$$p_1 = p_0 - \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \frac{2\sigma}{r}$$

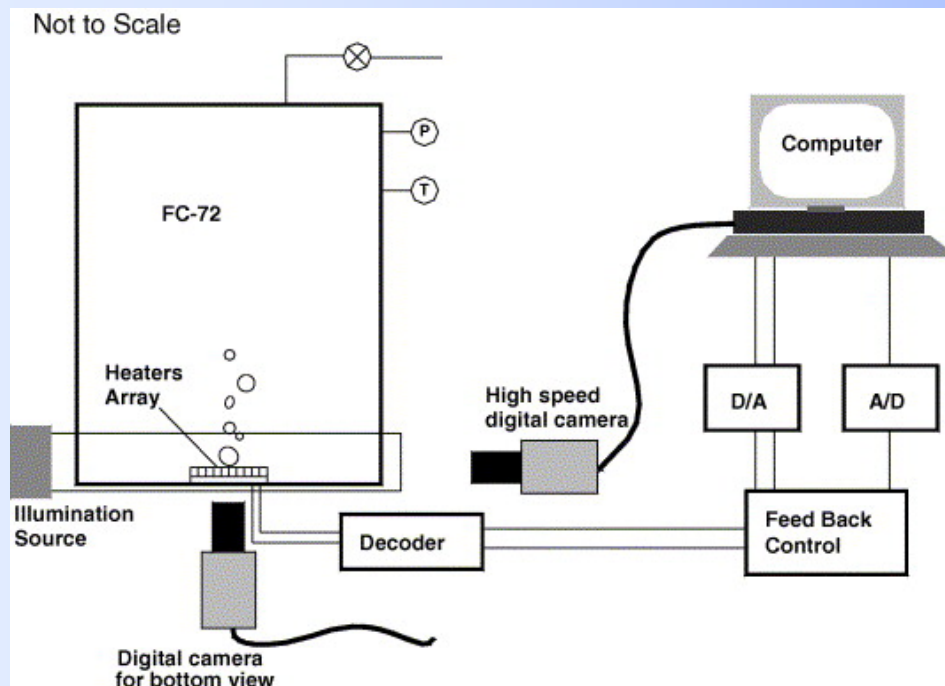
$$\frac{dp_1}{dT} = \frac{dp_0}{dT} - \frac{d}{dT} \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \frac{2\sigma}{r} \right]$$

Integrando entre T_{sat} e $(T_{\text{sat}} + \Delta T)$

$$\Delta T_{\text{sup}} = T_1 - T_{\text{sat}} \geq \frac{2\sigma T_{\text{sat}}}{\rho_v h_{\text{lv}} r}$$

Superaquecimento de uma parede "bem" lisa

Neste caso, a nucleação heterogênea é similar à nucleação homogênea.



FC-72 à 25°C
 $T_{\text{sat}}(p_{\text{atm}}) = 56^\circ\text{C}$

Chen et al., IJHMT, vol. 46, 2006

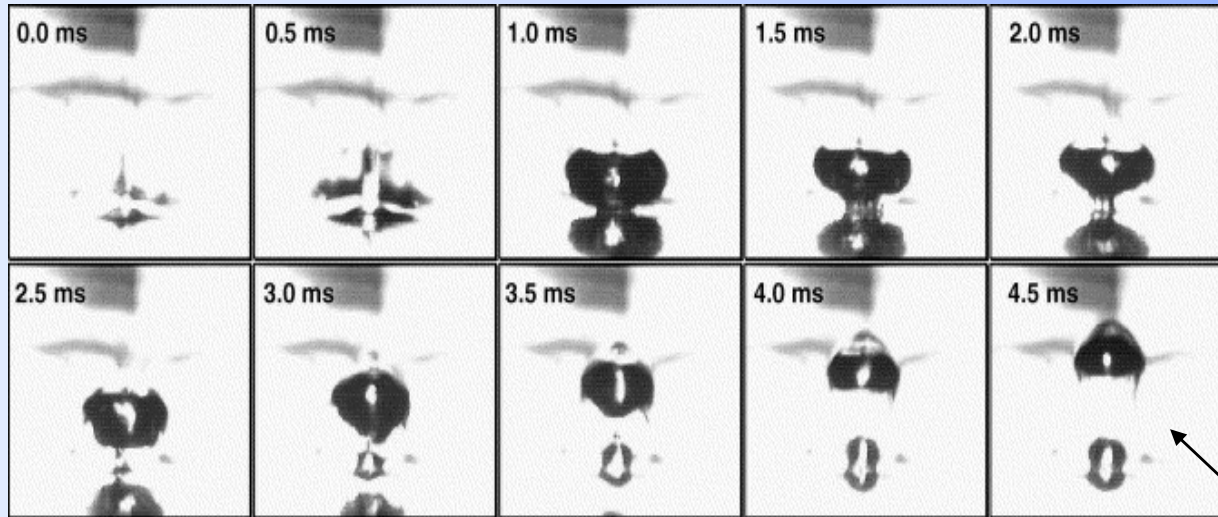
Aumento da temperatura da parede até **135,7°C** até surgir a primeira bolha de vapor.

136°C (80°C de superaquecimento) formação das primeiras bolhas de vapor: **(ONB – início da ebulição)**

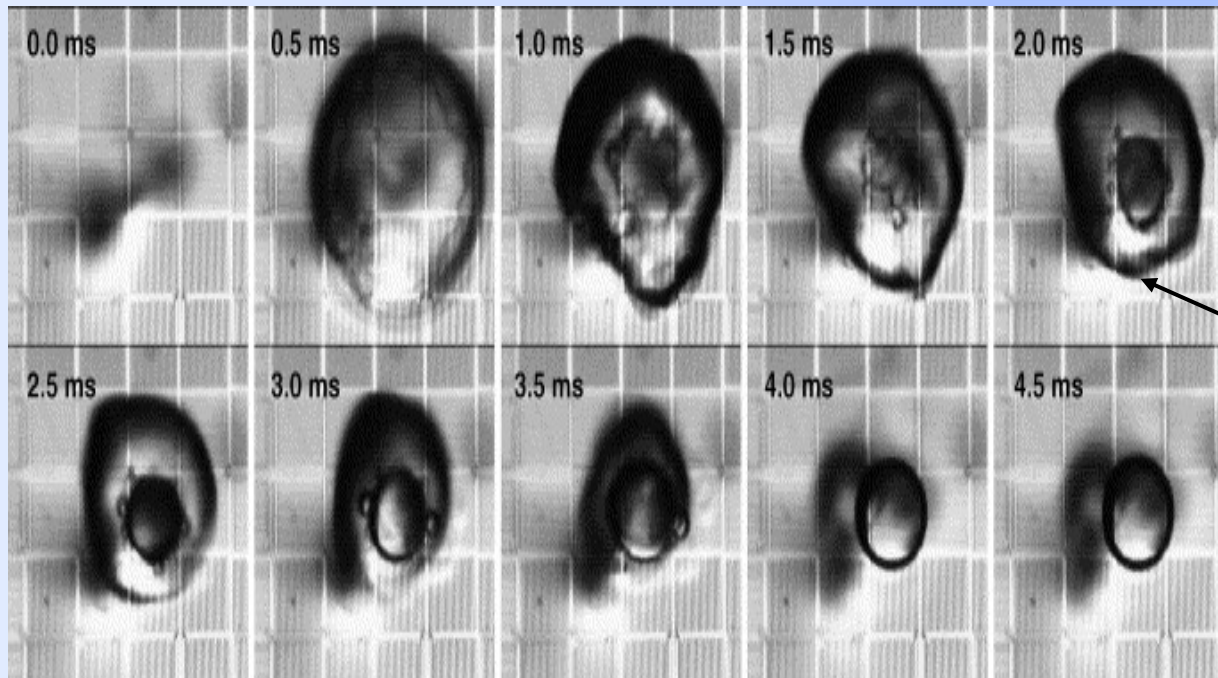
$$J = 1,44 \cdot 10^{40} \left(\frac{\rho_l^2 \sigma}{M^3} \right)^{0,5} \exp \left(\frac{-1,213 \cdot 10^{24} \sigma^3}{T [\eta P_{\text{sat}}(T_l) - P_l]^2} \right)$$

$$\eta = \exp \left(\frac{P_l - P_{\text{sat}}(T_l)}{\rho_l R T_l} \right)$$

Superaquecimento de uma parede "bem" lisa



A nucleação heterogênea é similar à nucleação homogênea
(Carey (1992), Cap. 6)



Vista lateral das bolhas

Vista inferior das bolhas

Chen et al., *IJHMT*, vol. 46, 2006.

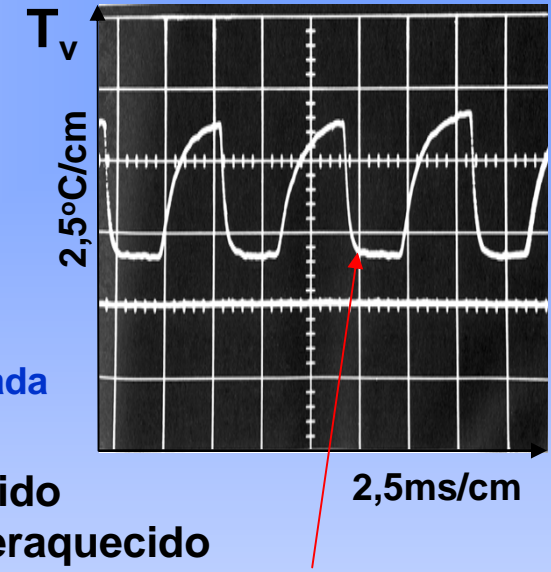
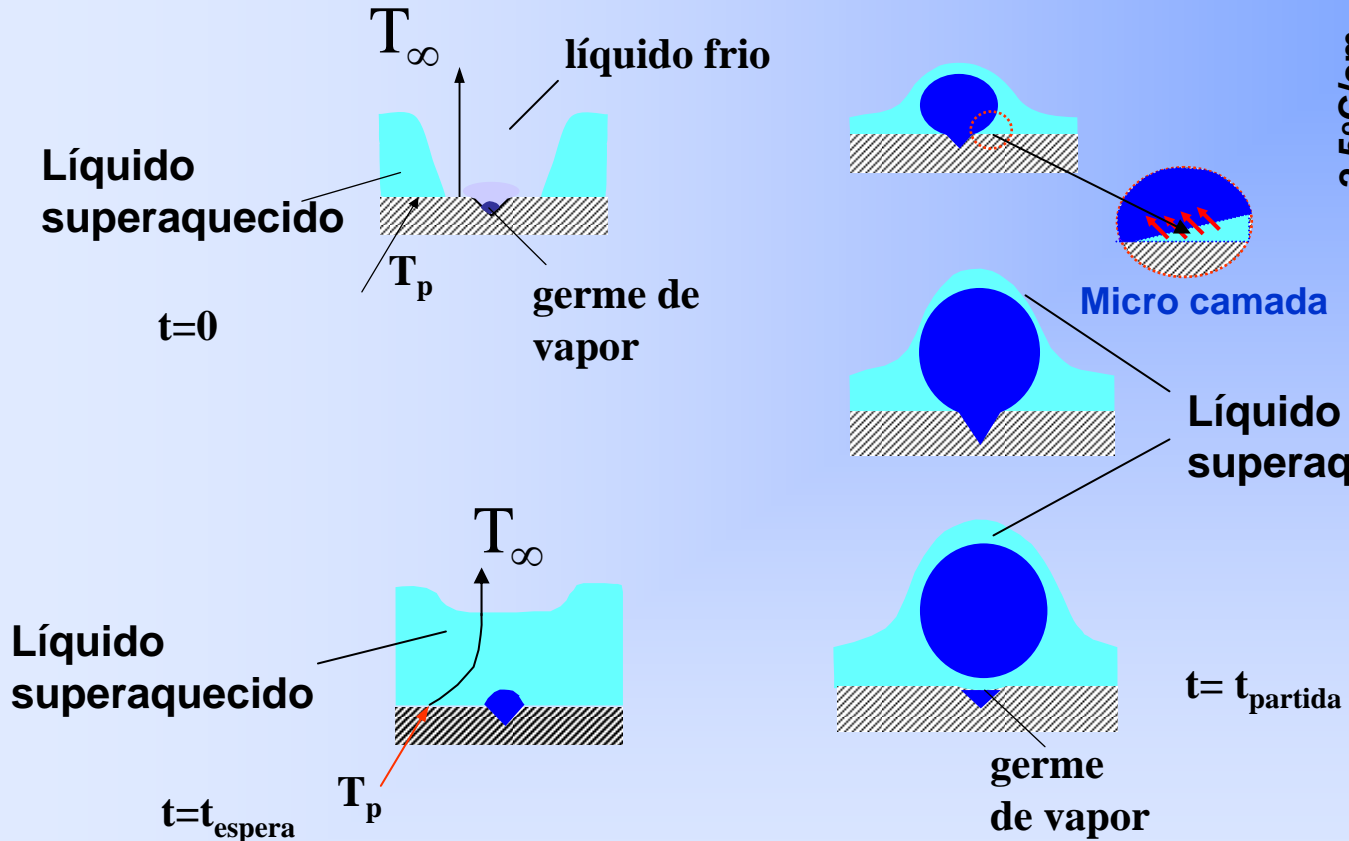
Limite do superaquecimento do FC-72 sobre uma parede "bem" lisa

Calculation of threshold nucleation rates of FC-72 at 1 atm

T_l (K)	P_{sat} (kPa)	ρ_l (kg/m ³)	σ (N/m)	J (m ⁻³ s ⁻¹)
403.2	729.1	1320.9	0.0026	5.26×10^{-24}
404.2	745.0	1311.7	0.0025	1.24×10^{-14}
405.2	761.1	1302.8	0.0025	3.97×10^{-8}
406.2	777.5	1293.9	0.0024	2.26×10^{-2}
407.2	794.1	1284.9	0.0023	2.78×10^3
408.2	811.0	1276	0.0023	8.71×10^7
409.2 = 136°C	828.2	1267.1	0.0022	0.81×10^{12}
409.3	829.9	1266.2	0.0022	1.90×10^{12}
410.2	845.7	1258.1	0.0021	4.40×10^{12}
411.2	863.4	1249.2	0.0021	2.55×10^{15}
412.2	881.3	1240.3	0.0020	3.07×10^{18}
413.2	899.6	1232.8	0.0020	1.57×10^{21}

Chen et al., IJHMT, vol. 46, 2006

Ciclo de bolhas



Temperatura no interior de uma bolha de vapor

$$t_{espera} + t_{crescimento} = t_{partida}$$

Modelos e correlações para a crise de ebulição (**CHF**)

- *de Zuber*
- *de Kutateladze*
- *Efeito do sub-resfriamento*

O fluxo de calor crítico

Modelo de Zuber (1959)

- Representa o **limite de operação** no regime de ebulição nucleada
- Nomenclatura:
 - Fluxo de Calor Crítico (“**CHF - Critical Heat Flux**”)
(líquido sub-resfriado ou a baixos títulos de vapor)
 - “Burnout” (*termo antigo*); Crise de ebulição
 - Secagem da parede (“**dryout**”)
 - (título de vapor elevado, em ebulição convectiva)

O modelo de Zuber para o CHF (1)

$$q_{m\acute{a}x,Z} = 0,131\rho_v^{0,5} h_{lv} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{\frac{1}{4}}$$

Condições do problema

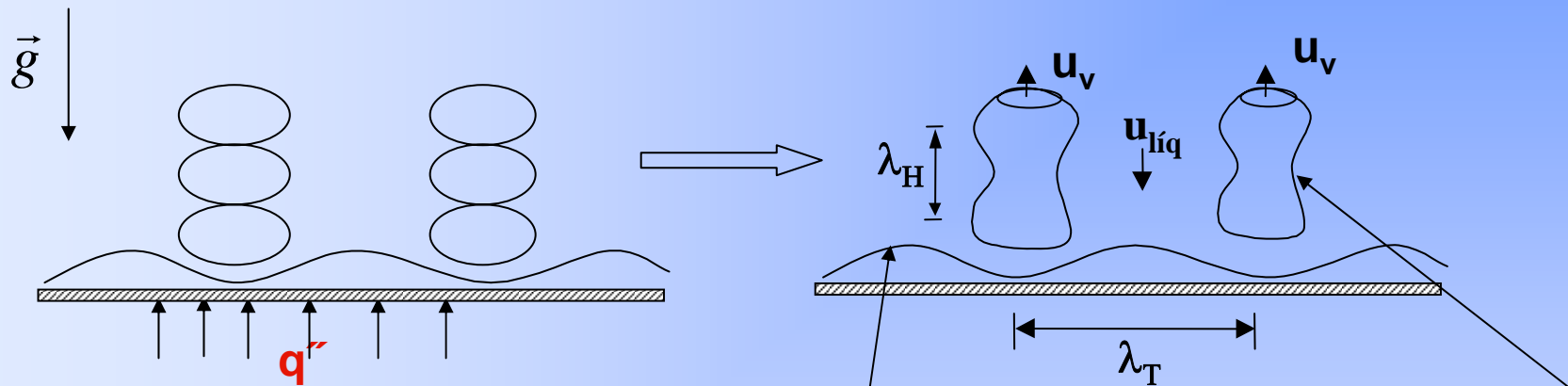
- Ebulição livre, ou em “piscina”
- Sobre uma placa aquecida plana horizontal infinita
- Superfície aquecida da placa voltada para cima
- Líquido na temperatura de saturação, $T_{liq} = T_{sat}(p_{liq})$

O modelo de Zuber (2)

Postulado

O fenômeno de *crise de ebulição* (***fluxo de calor crítico***) para a ebulição livre sobre uma placa plana horizontal infinita resulta das instabilidades hidrodinâmicas de ***Taylor*** e de ***Helmholtz***.

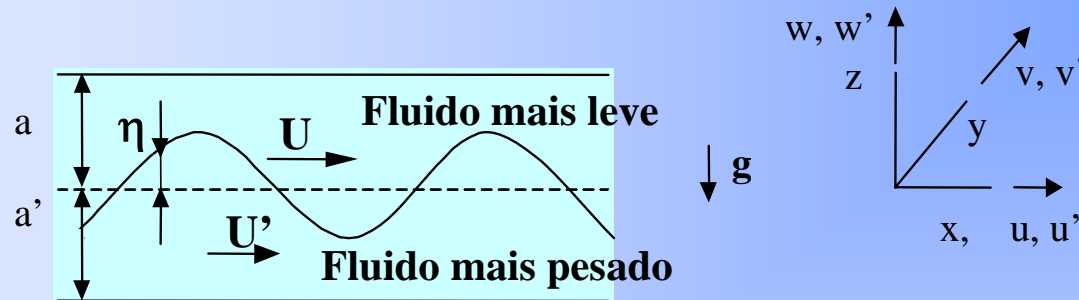
O modelo de Zuber (3)



Colunas de vapor formadas pela seqüência de bolhas que saem da parede, próximo do **Fluxo de Calor Crítico**.

Idéia chave
Interação entre as instabilidades de **Taylor e de Helmholtz**

A instabilidade de Taylor (1)



$$\eta = \eta(x, y, t)$$

$$\mathbf{V} = (U + u) \mathbf{i} + v \mathbf{j} + w \mathbf{k}$$

$$\mathbf{V}' = (U' + u') \mathbf{i} + v' \mathbf{j} + w' \mathbf{k}$$

$$\rho (\omega + U m_1)^2 \cot h(a L_o) + \rho' (\omega + U' m_1)^2 \cot h(a' L_o) = \sigma L_o^3 - (\rho - \rho') L_o g$$

Freqüência de oscilações da interface

$$m_1 = \frac{2\pi}{\lambda_1} \quad , \quad m_2 = \frac{2\pi}{\lambda_2} \quad \longrightarrow \quad L_o^2 = m_1^2 + m_2^2$$

A instabilidade de Taylor (2)

$$U = U' = 0$$

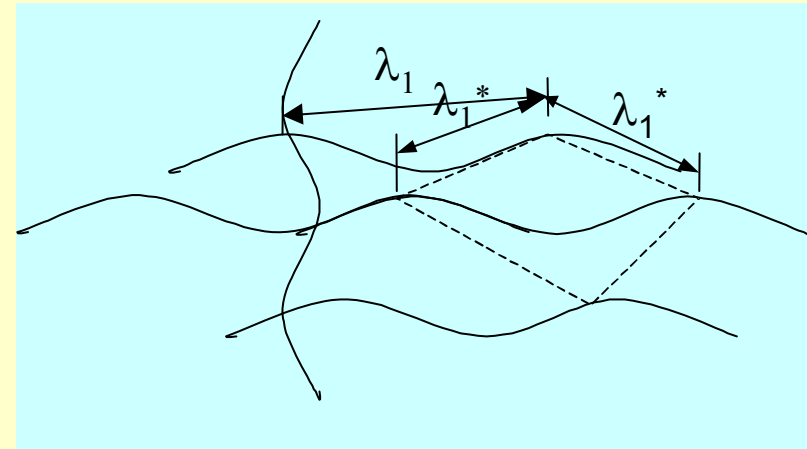
$$a \rightarrow \infty$$

$$a' \rightarrow \infty$$

$$\omega^2 = \frac{\sigma L_o^3 - (\rho - \rho')gL_o}{(\rho + \rho')}$$

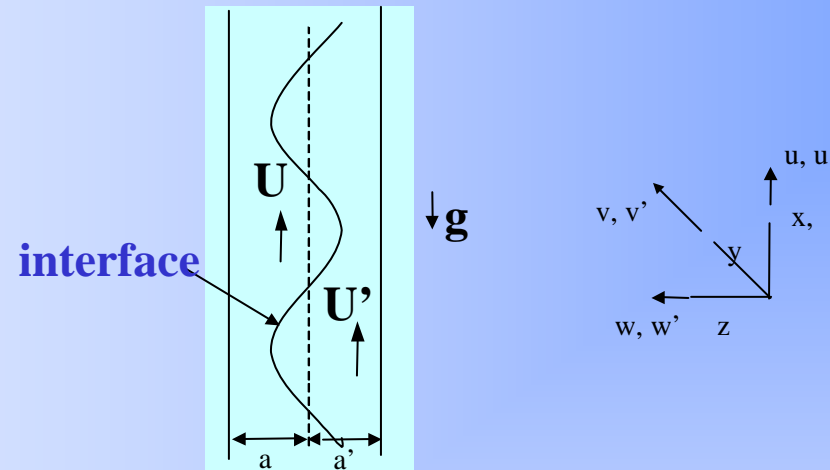
$$\lambda_1^* = \frac{\lambda_1}{\sqrt{2}} = 2\pi \left[\frac{\sigma}{(\rho - \rho')g} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\lambda_2^* = 2\pi \left[\frac{3\sigma}{(\rho - \rho')g} \right]^{\frac{1}{2}}$$



$$\lambda_1^* \leq \lambda_T \leq \lambda_2^*$$

A instabilidade de Helmholtz



$$\omega = -m_1 \left[\left(\frac{\rho U + \rho' U'}{\rho + \rho'} \right) \pm \sqrt{\frac{\sigma L_o^3}{m_1^2 (\rho + \rho')} - \frac{\rho \rho' (U - U')^2}{(\rho + \rho')^2}} \right]$$

$$m_1 = L_o = m_H$$

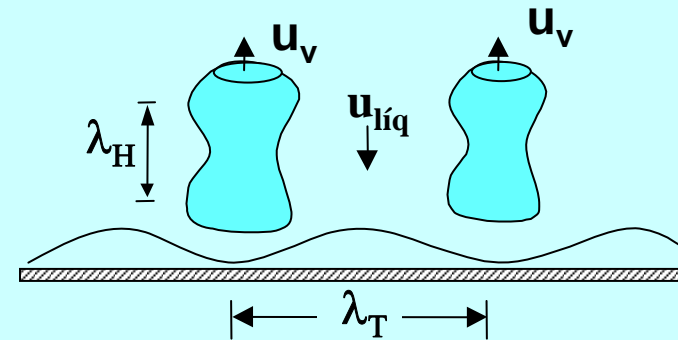
$$\rho = \rho_{líq} \quad ; \quad \rho' = \rho_v$$

$$U' = u_v \quad ; \quad U = -u_{líq}$$

$$\frac{\sigma L_o^3}{m_1^2 (\rho + \rho')} \geq \frac{\rho \rho' (U - U')^2}{(\rho + \rho')^2}$$

O modelo de Zuber (4)

$$\lambda_H = 2\pi R = 2\pi \frac{\lambda_T}{4} = \frac{\pi\lambda_T}{2}$$



$$\rho_v u_v = \rho_{líq} u_{líq}$$

Da instabilidade de Helmholtz

$$u_v = \left(\frac{\sigma m_H}{\rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\rho_{líq}}{\rho_{líq} + \rho_v} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\rho_v (\pi R^2) u_v = \rho_v \left(\frac{4}{3} \pi R^3 \right) 2f$$

$$4R = \lambda_T$$

$$u_v = \frac{8}{3} Rf = \frac{2}{3} \lambda_T f$$

O modelo de Zuber (5)

$$q_{i_{\text{crít}}} = h_{lv} G_v$$

$$G = \frac{(\text{Número de bolhas por célula por período})(\text{Número de células})(\text{Massa de uma bolha})}{\text{Área da superfície aquecida}}$$

$$G_v = \frac{2}{\tau} \left(\frac{S}{\lambda_T^2} \right) \frac{1}{S} \left(\rho_v \cdot \frac{4}{3} \pi R^3 \right) = \frac{\pi}{24} \rho_v \frac{\lambda_T}{\tau} = \frac{\pi}{24} \rho_v \lambda_T f$$

$$q_{i_{\text{crít}}} = h_{lv} \frac{\pi}{24} \rho_v \lambda_T f = \frac{\pi}{16} \rho_v h_{lv} u_v$$

O modelo de Zuber (6)

$$q_{i_{\text{crít}}} = \frac{\pi}{16} \rho_v h_{lv} \left(\frac{2\pi\sigma}{\lambda_H \rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\rho_{\text{líq}}}{\rho_{\text{líq}} + \rho_v} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$0,119 \cdot \rho_v h_{lv} (A \cdot B) \leq q_{i_{\text{crít}}} \leq 0,157 \cdot \rho_v h_{lv} (A \cdot B)$$

$$A = \left[\frac{\sigma g (\rho_{\text{líq}} - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad B = \left[\frac{\rho_{\text{líq}}}{\rho_{\text{líq}} + \rho_v} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$q_{i_{\text{crít}}} = 0,131 \cdot h_{lv} \rho_v \left(\frac{\sigma g (\rho_{\text{líq}} - \rho_v)}{\rho_v^2} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\rho_{\text{líq}}}{\rho_{\text{líq}} + \rho_v} \right)^{\frac{1}{2}}$$

(Zuber et Tribus, 1958; Zuber, 1959)

Condições

Água

Álcool etílico

$p \leq 205$ bar

Incerteza

$\pm 14\%$

A correlação de Kutateladze para o fluxo de calor crítico (1)

Análise dimensional

$$-\rho_v (\mathbf{V}_v \cdot \nabla) \mathbf{V}_v + \rho_{líq} (\mathbf{V}_{líq} \cdot \nabla) \mathbf{V}_{líq} = \nabla(p_v - p_{líq}) + (\rho_{líq} - \rho_v) \mathbf{g}$$

$$p_v - p_{líq} = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

$$u_v' = u_v / u_{v\text{crít}}, \quad x' = x/l, \quad u_{líq}' = u_{líq} / u_{\text{crít}}, \quad \Delta p' = (p_v - p_{líq}) / (\sigma/l)$$

$$-u_v' \frac{\partial u_v'}{\partial x'} + \dots + \left[\frac{\rho_{líq} u_{\text{crít}}^2}{\rho_v u_{v\text{crít}}^2} \right] u_{líq}' \frac{\partial u_{líq}'}{\partial x'} + \dots = \left[\frac{\sigma}{l \rho_v u_{\text{crít}}^2} \right] \frac{\partial (\Delta p')}{\partial x'} + \left[\frac{(\rho_{líq} - \rho_v)}{\rho_v} \right] \left[\frac{g l}{u_{\text{crít}}^2} \right]$$

[Número de WEBER]⁻¹

Número de FROUDE

A correlação de Kutateladze (2)

$$o \left[\frac{\sigma}{l \rho_v u_{\text{crít}}^2} \right] = o \left[\frac{(\rho_{\text{líq}} - \rho_v) g l}{\rho_v u_{\text{crít}}^2} \right] = o(1)$$

$$l = \frac{\sigma}{\rho_v u_{\text{crít}}^2} \quad \frac{\sigma g (\rho_{\text{líq}} - \rho_v)}{\rho_v^2 u_{\text{crít}}^4} = o(1) \quad \longrightarrow \quad u_{\text{crít}} = K \left[\frac{\sigma g (\rho_{\text{líq}} - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$q_{i_{\text{crít}}} = \rho_v u_{\text{crít}} h_{\text{lv}}$$

$$q_{i_{\text{crít}}} = K \rho_v h_{\text{lv}} \left[\frac{\sigma g (\rho_{\text{líq}} - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

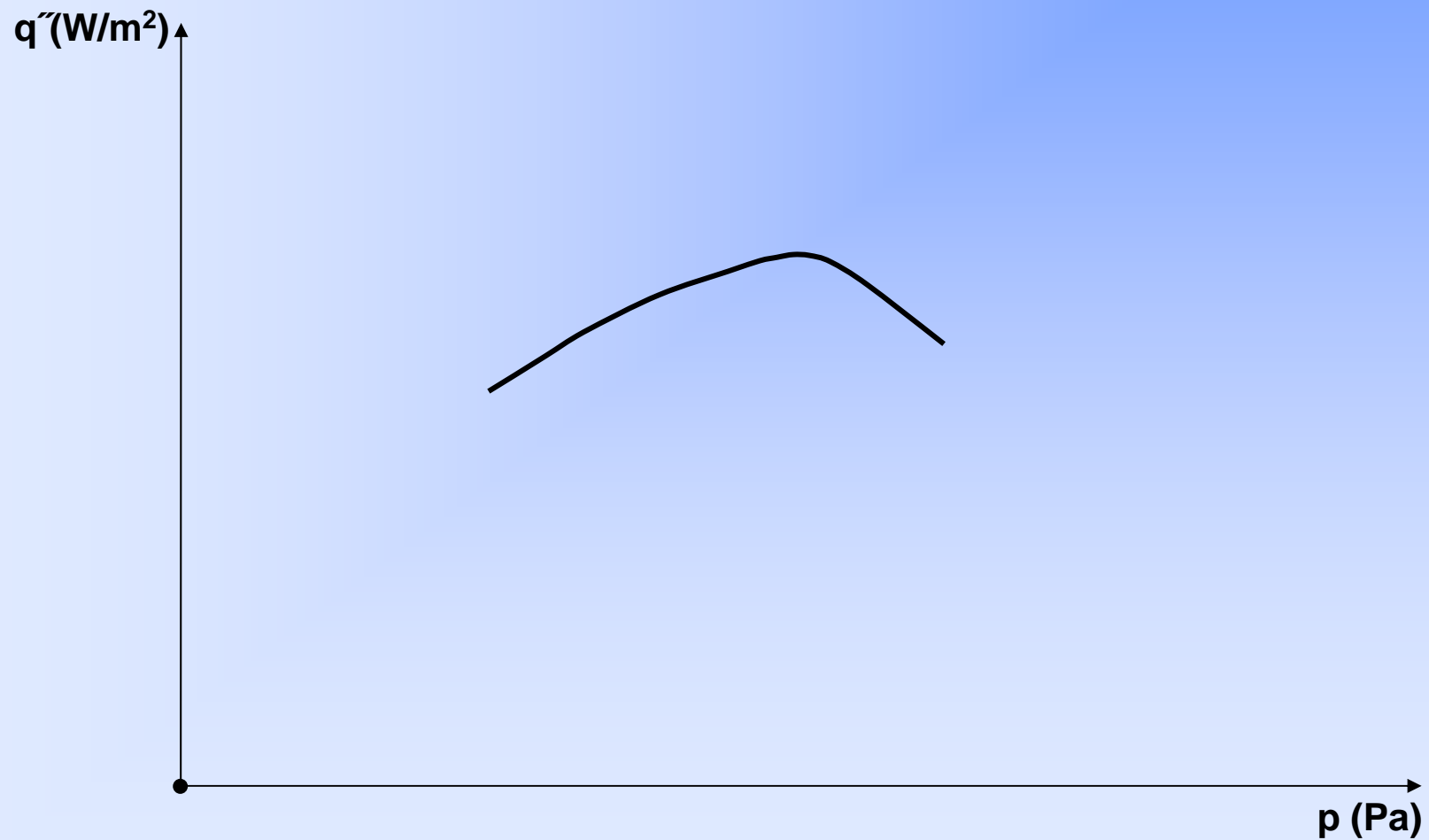
$$K = 0,16$$

(Kutateladze, 1948)

Valores de fluxo de calor crítico

Fluido [p(bar); T_{sat} (°C)]	q'' (W/cm ²)
FC-72 (1 bar; 56,6°C)	15,3
HFC-R-134a (1,30 bar; -20°C)	27,0
HFC-R-134a (2,94 bar; 0°C)	34,3
HCFC-R-22 (1 bar; -41°C)	26,4
HCFC-R-22 (2,2 bar; -22,5°C)	34,6
Água (1 bar; 100°C)	110,8
Água (2,47 bar; 127°C)	157,6
Água (61,2 bar; 277°C)	395,1

Efeito da pressão sobre o fluxo de calor crítico



Efeito do sub-resfriamento do líquido sobre o fluxo de calor crítico

$$q''_{crít} = 0,16 \cdot \rho_v h_{lv} \left(\frac{\sigma g (\rho_{líq} - \rho_v)}{\rho_v^2} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + B)$$

$$B = C_o \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^m Ja$$

Número de Jakob

$$Ja = \frac{c_{pl} (T_{sat} - T_l)}{h_{lv}}$$

Kutatladze (1952) $\rightarrow C_o = 0,065; m = 0,8$

Ivey e Morris (1962) $\rightarrow C_o = 0,1; m = 0,75$

(in Carey (1992), Cap. 8, p. 300)

Efeito do sub-resfriamento do líquido sobre o fluxo de calor crítico

Correlação de Zuber-Tribus-Westwater (1961)

$$q''_{crít} = 0,16 \cdot h_{lv} \rho_v \left(\frac{\sigma g (\rho_{líq} - \rho_v)}{\rho_v^2} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + B)$$

$$B = \frac{(5,32 / \rho_v h_{lv}) [g (\rho_l - \rho_v) / \sigma]^{1/4} (k_l c_p \rho_l)^{1/2} (T_{sat} - T_l)}{[g \sigma (\rho_l - \rho_v) \rho_v^2]^{1/8}}$$

para $T_{sat} = T_l$; $B = 0$

(in Carey (1992), Cap. 8, p. 300)

13º ENCIT – Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas

Universidade Federal de Uberlândia - Uberlândia - MG,
05 a 09 de dezembro de 2010

FUNDAMENTOS E APLICAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE: EBULIÇÃO E CONDENSAÇÃO (3ª aula)

Júlio César Passos

jpassos@emc.ufsc.br

<http://energetique-juliocesarpassos.blogspot.com>

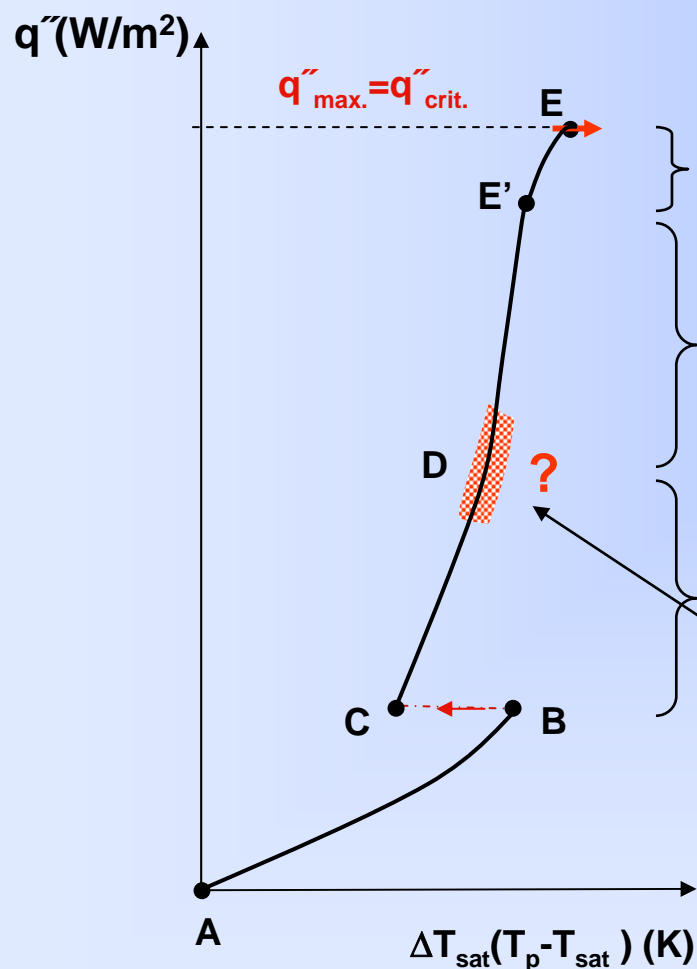


Universidade Federal de Santa Catarina
Centro Tecnológico - Departamento de Engenharia Mecânica
LEPTEN/Boiling
Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia



Análise da influência dos diferentes parâmetros na ebulição nucleada

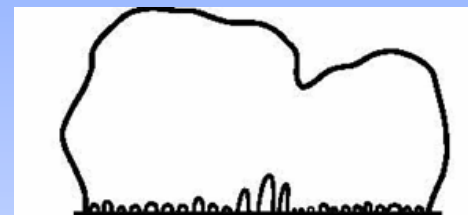
Regime de ebulição nucleada



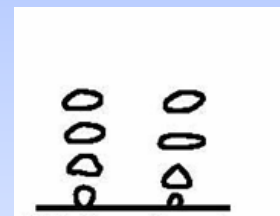
Bolhas "coalescidas"
(próximo ao fluxo de calor crítico)



Bolhas coalescidas



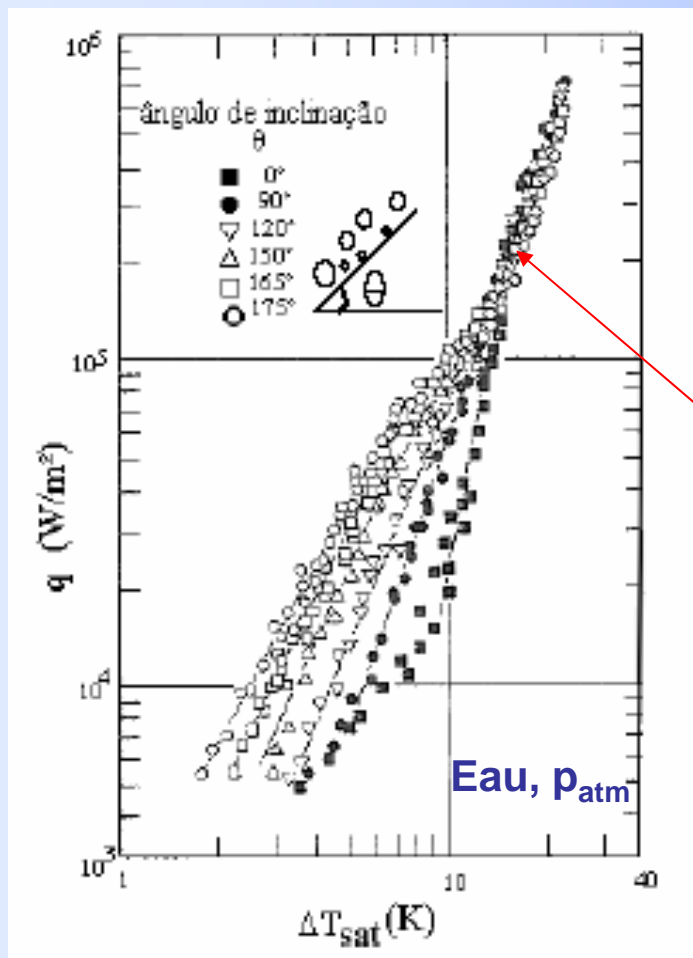
Bolhas isoladas



$$q_{MB} = 0,11 \rho_v h_{lv} \theta^{0,5} \left(\frac{\sigma g}{\rho_l - \rho_v} \right)^{\frac{1}{4}}$$

1ª Transição CD-DE': Correlação de Moissis-Berenson
(θ : ângulo de contato, em graus)

Efeito da orientação da superfície em relação ao vetor g



Para fluxos de calor baixo e moderado, um aumento do ângulo de inclinação θ causa a *intensificação da ebulição* (aumento do coeficiente de transferência de calor).

Para fluxos de calor elevados (ebulição desenvolvida) os mecanismos associados aos movimentos das bolhas são menos importantes.

Transferência de calor dominada pela vaporização.

in, Nishikawa et al., "Effect of surface configuration on nucleate boiling heat transfer", IJHMT, vol. 27(9), pp. 1559-1571, 1984.

Influência do estado da superfície sobre a ebulição nucleada

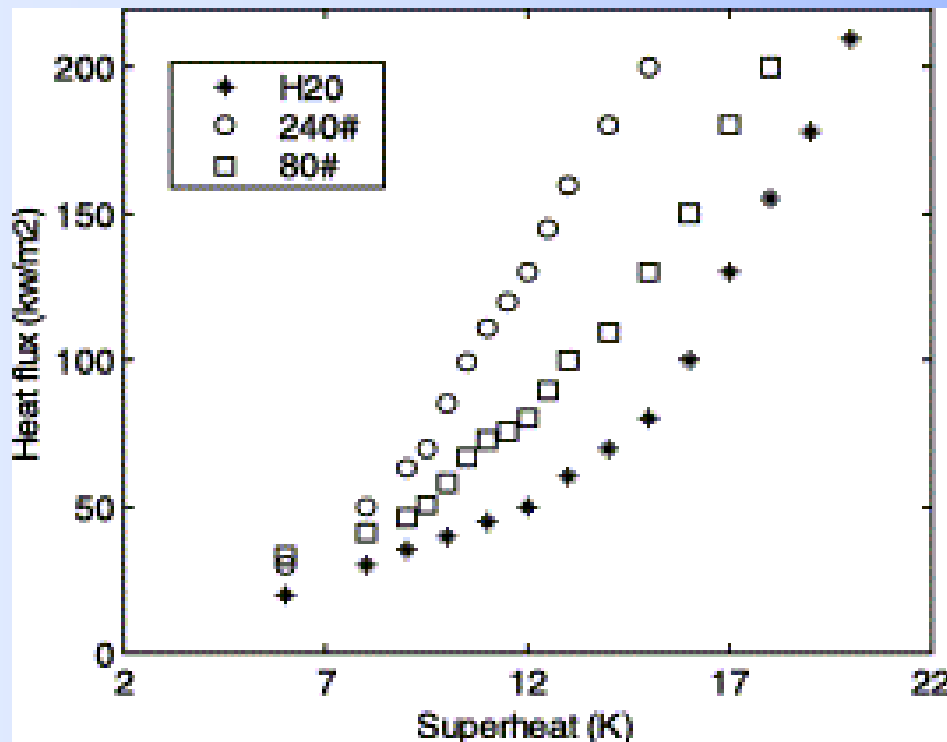
(três próximas transparências)

Efeito do modo de preparação das superfícies

Luke et Gorenflo (2000) ⇒ As características da transferência de calor em **ebulição nucleada** podem ser diferentes de acordo com os procedimentos de preparação das superfícies, mesmo possuindo as mesmas rugosidades.

Efeito da rugosidade

Um aumento da rugosidade desloca a curva de ebulição para a esquerda, menores superaquecimentos.

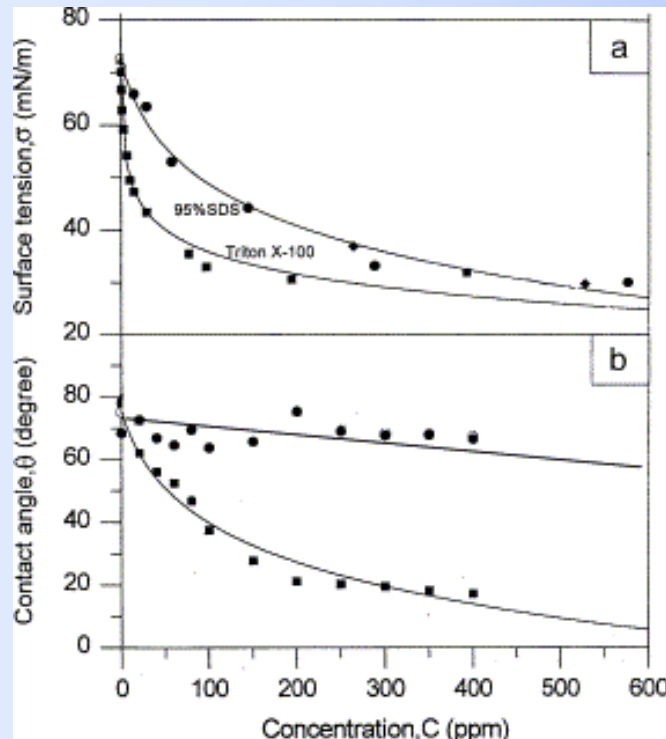


Efeito da rugosidade sobre o coeficiente de transferência de calor

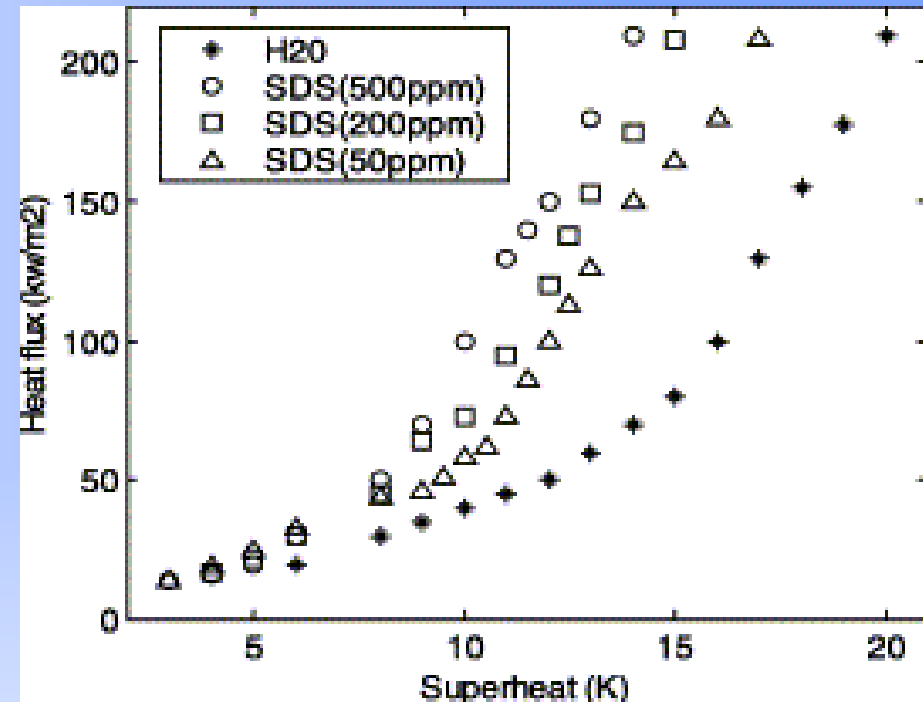
Fluido: Água

in, Wen et Wang, *IJHMT*, vol. 45(8), 1739-1747

Efeito da molhabilidade



Varição da tensão superficial e do ângulo de contato com a concentração de surfactantes.



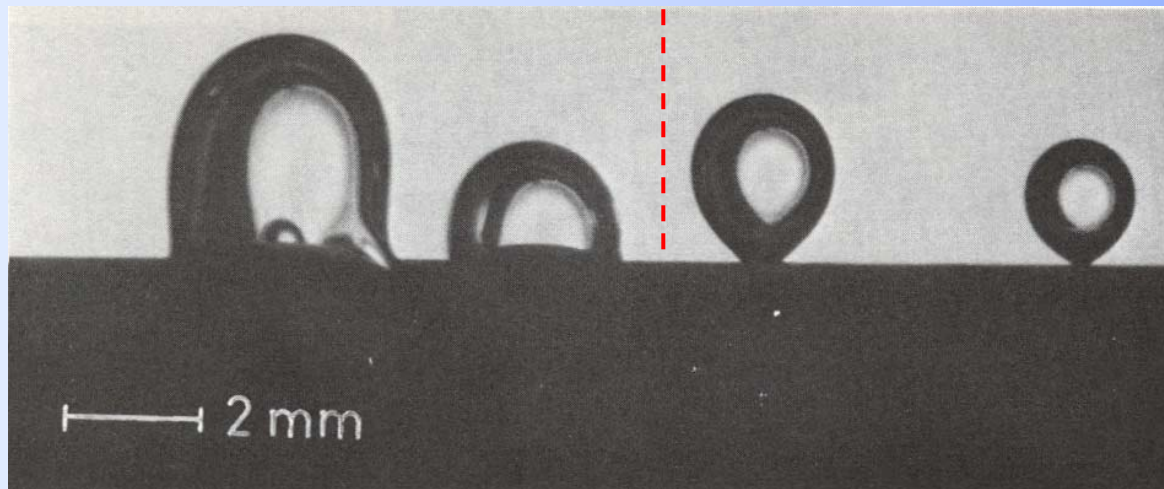
Efeito da concentração de SDS sobre o coeficiente de transferência de calor.

Fluido: Água

Surfactantes testados: SDS, Triton X-100 et Octadécylamine

in, Wen et Wang, *IJHMT*, vol. 45(8), 1739-1747

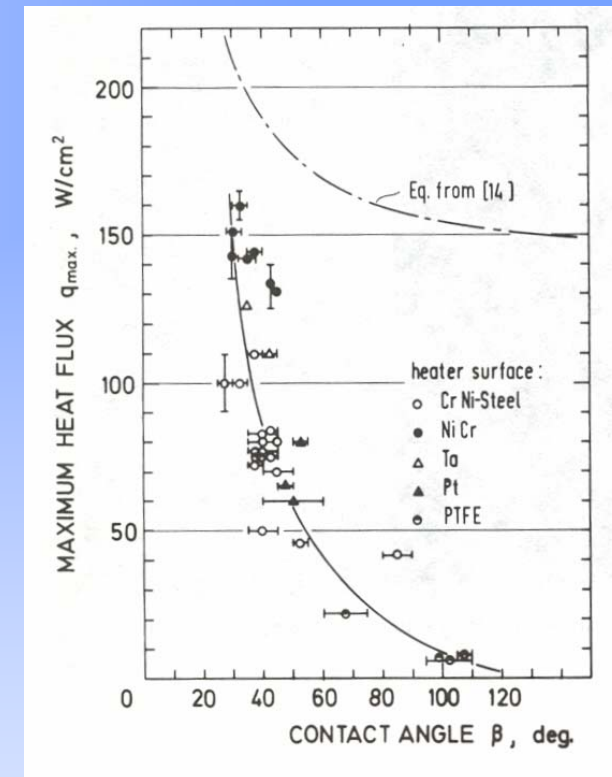
Efeito da molhabilidade



Ângulo de contato sobre um tubo de 6 mm de diâmetro em Aço CrNi.

À esquerda: superfície polida, com uma película de Teflon de 22 μm ;

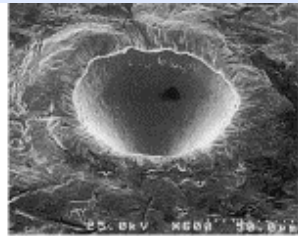
À direita: superfície polida.



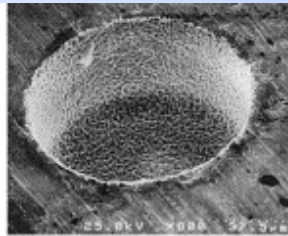
Efeito do ângulo de contato sobre o fluxo crítico

in, Hahne et Grigull, ed., *Heat Transfer in Boiling*, p. 124, 1977.

Influência do tipo de cavidade sobre a ebulição nucleada



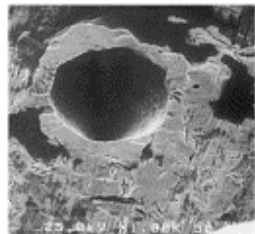
(a) Conical, $D=100 \mu m$



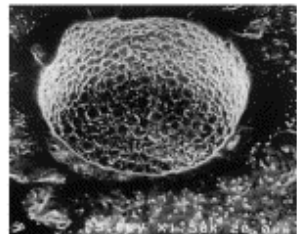
(b) Cylindrical, $D=100 \mu m$



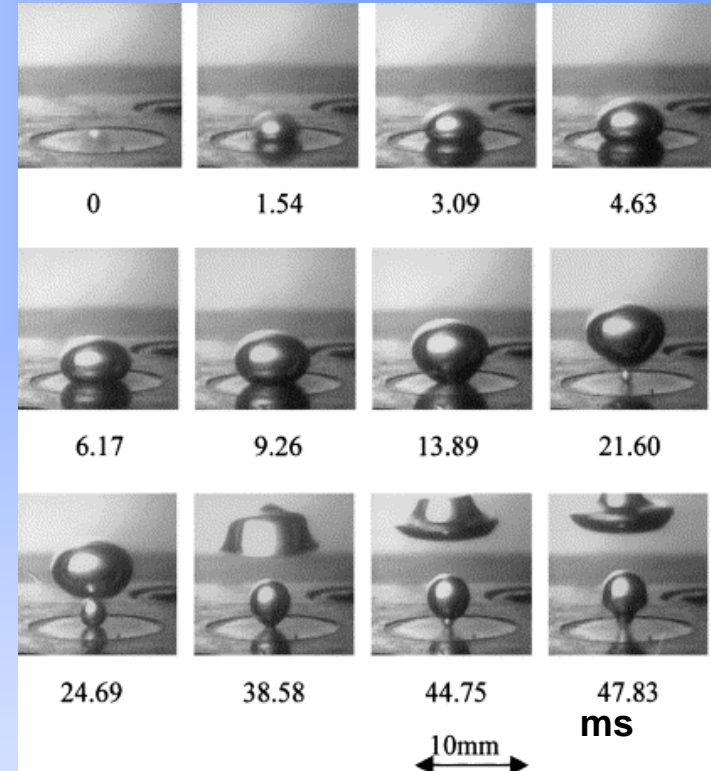
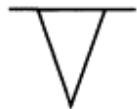
(c) Reentrant, $D=100 \mu m$



(d) Conical, $D=50 \mu m$



(e) Cylindrical, $D=50 \mu m$



Cavidade cônica, $D=100 \mu m$

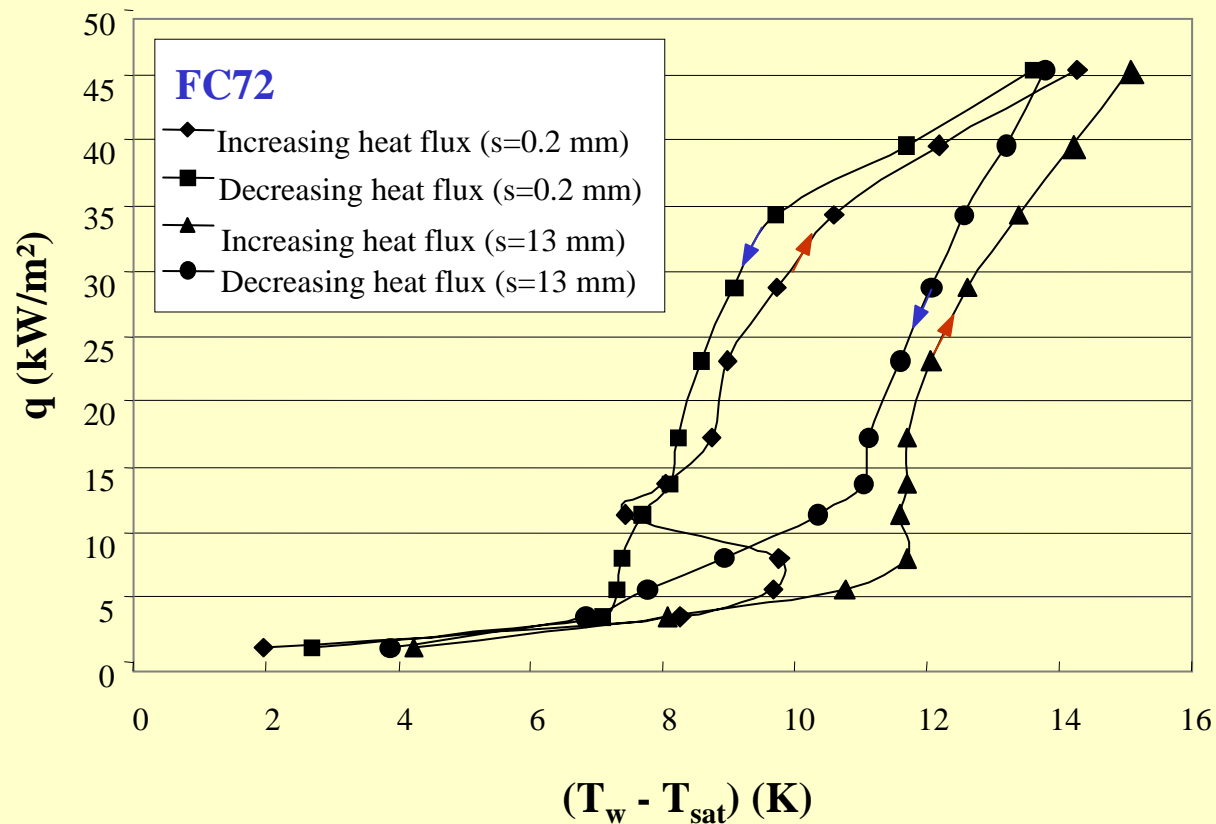
Cavidade cônica: flutuação das temperaturas e intermitência da ebulição, superaquecimento elevado a fim de manter a ebulição.

Cavidades cilíndricas e com reentrada: processo de ebulição contínuo e estável, com baixo superaquecimento.

in, Shoji et Takagi, IJHMT, 2001

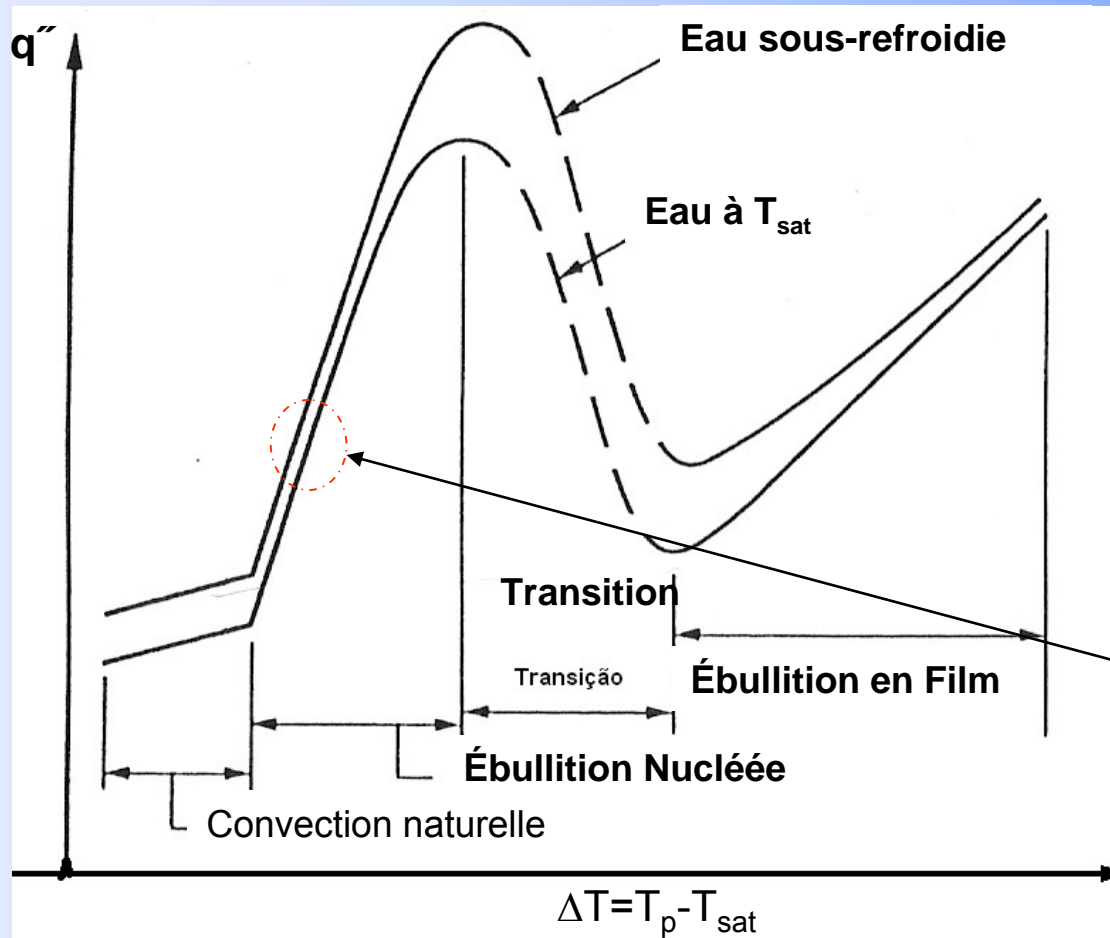
Influência do modo de aquecimento sobre a ebulição nucleada

Fluxo de calor crescente e decrescente



in, Passos et al., Applied Thermal Engineering, 2005

Efeito do sub-resfriamento do líquido



Regime de ebulição nucleada

$$q''_{m\acute{a}x.} \uparrow$$

e

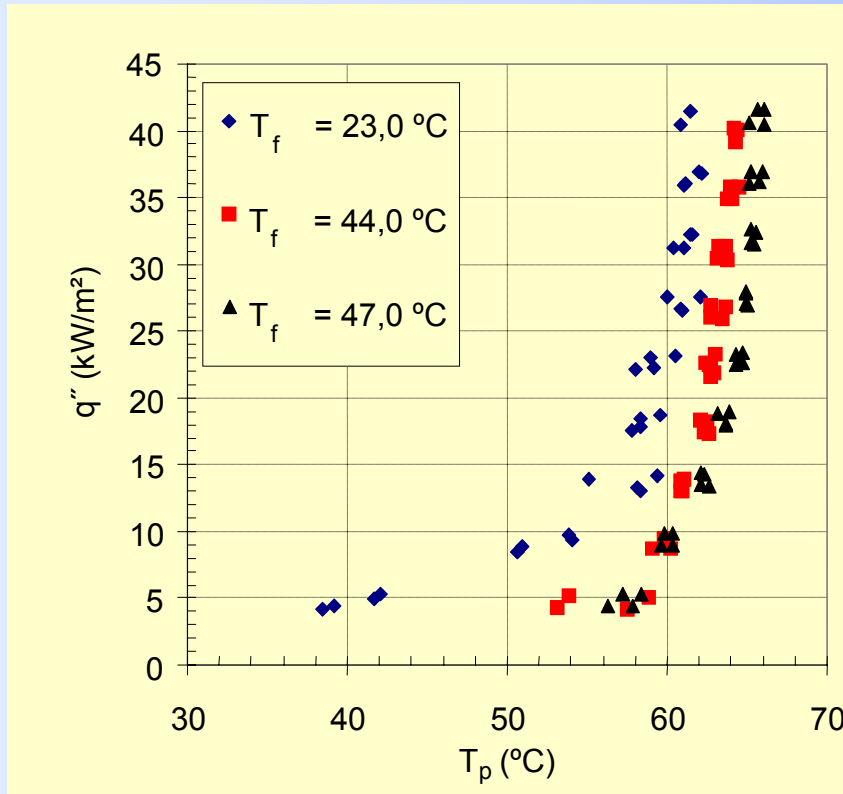
$$\Delta T \downarrow$$



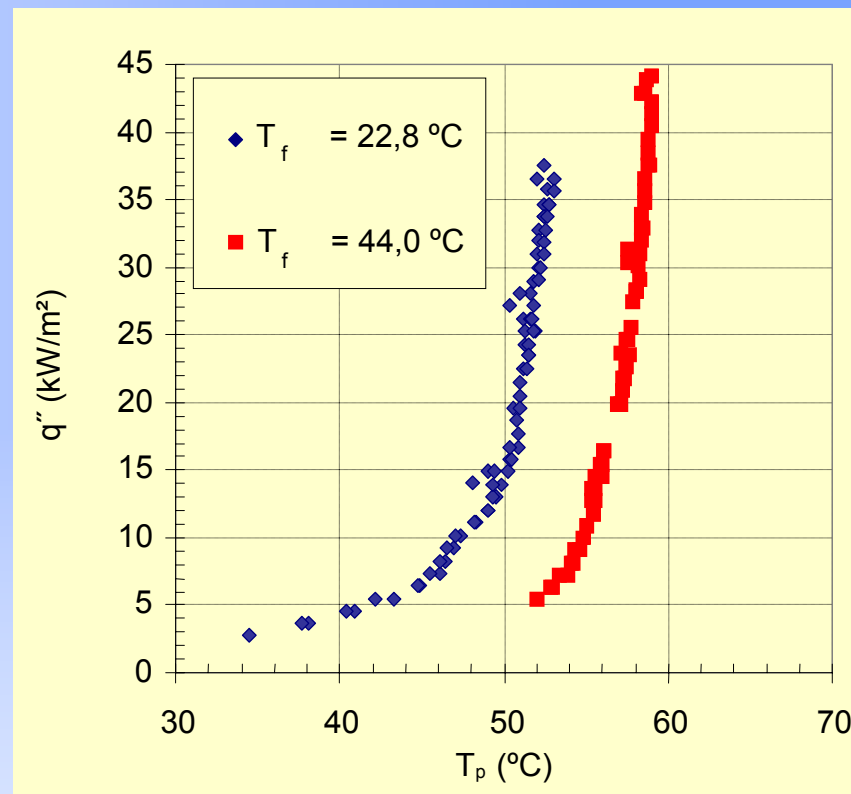
Ebulição sobre um fio de platina «Técnica Schlieren», in Jabardo (2008)

Influência do sub-resfriamento do líquido

CFC R-113 (p_{atm} , $T_{sat} = 47,6^\circ\text{C}$)



Tubo vertical liso

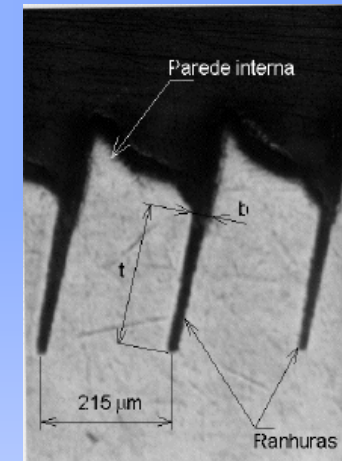
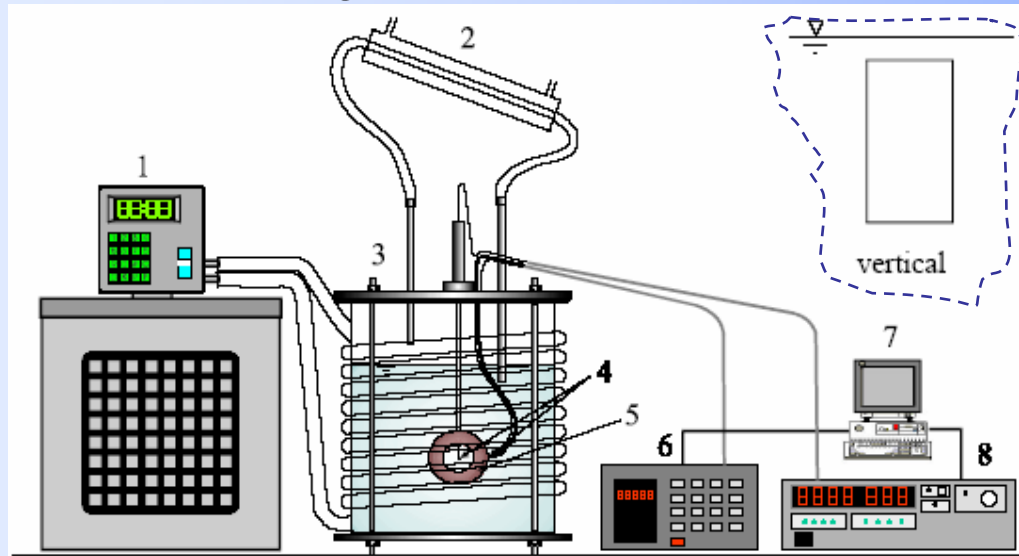


Tubo vertical ranhurado

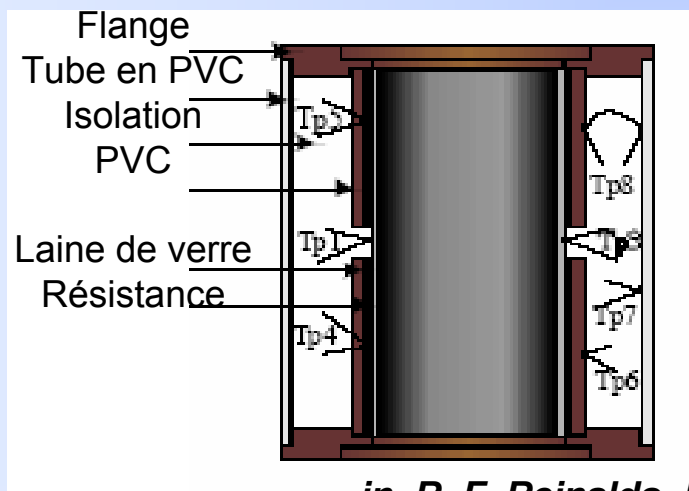
A ebulição nucleada é pouco influenciada pelo sub-resfriamento do líquido

in, *Passos et Reinaldo, Exp. Ther. Fluide Science, Vol. 22, pp. 35-44 (2001)*

Bancada experimental utilizada para a obtenção dos resultados precedentes



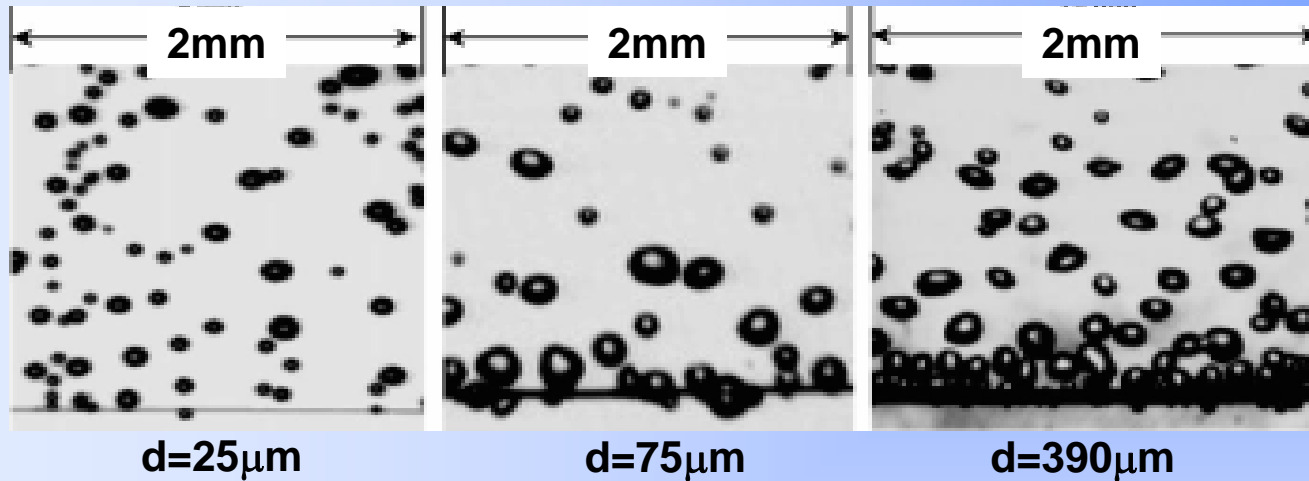
Parede interna ranhurada do tubo testado



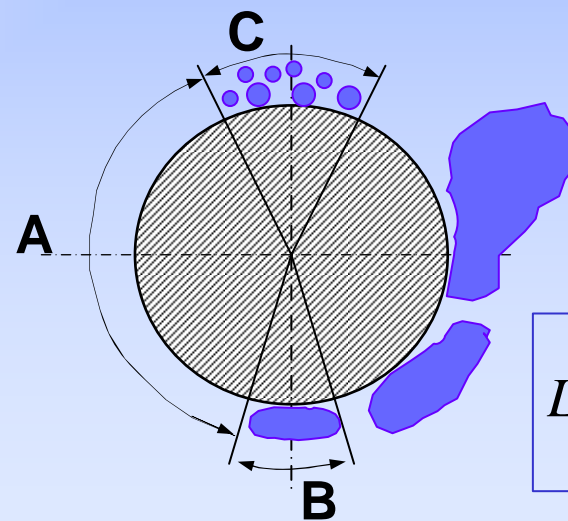
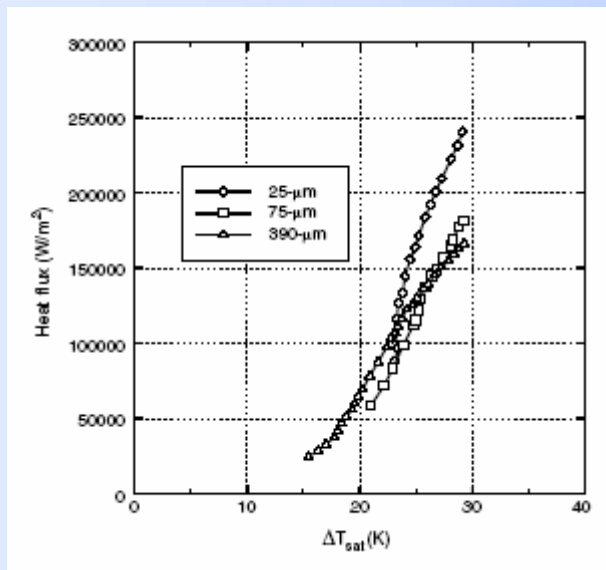
Ebulição nucleada no interior de tubos verticais

in, R. F. Reinaldo, *Dissertation de Master of Science-PPGEM-UFSC, 1999.*

Influência do diâmetro do fio aquecedor



Fluido:
FC-72



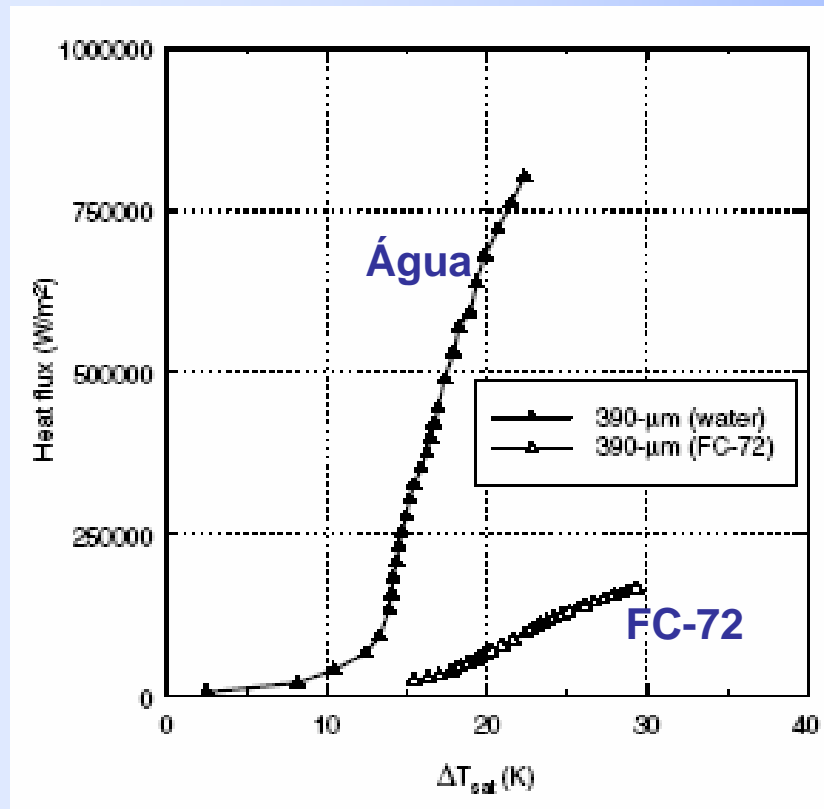
Para tubos
de grande
diâmetro
 $R \gg L_c$

Comprimento capilar

$$L_c = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$$

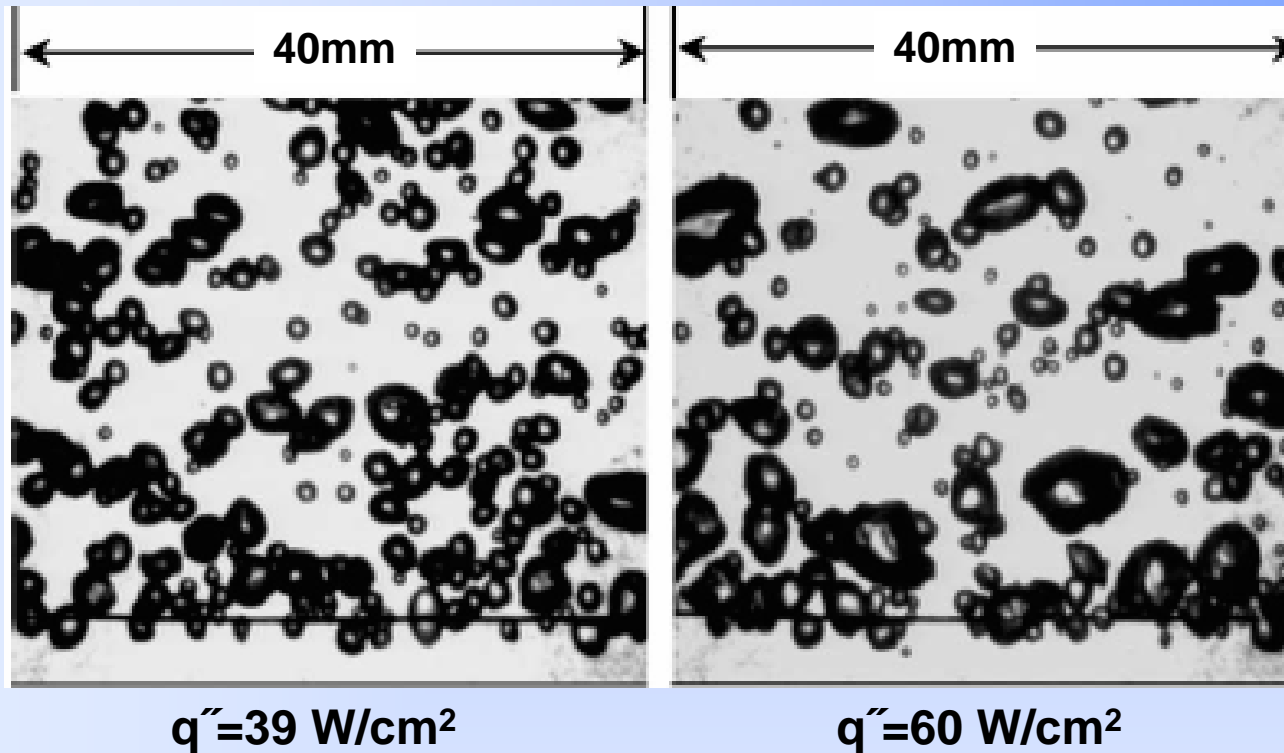
in, Kim et al., *IJHMT*, vol. 49, pp. 122-131, 2006

Influência dos fluidos na ebulição livre sobre um fio aquecedor de platina



in, Kim et al., *IJHMT*, vol. 49, pp. 122-131, 2006

Influência do fluxo de calor na ebulição livre sobre um fio quente de platina

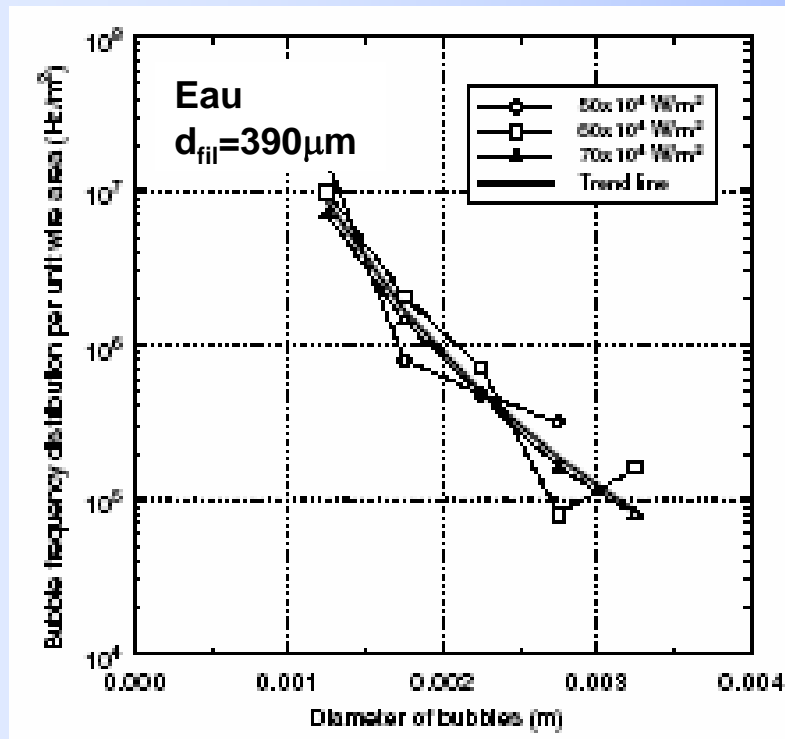


Água

$d_{fil} = 390 \mu\text{m}$

in, Kim et al., *IJHMT*, vol. 49, pp. 122-131, 2006

Freqüência de bolhas de vapor em função do diâmetro D das bolhas



$$f \cdot D^{4,85} = 7,2 \times 10^{-8}$$

Freqüência das bolhas por unidade de área da superfície do fio em função dos diâmetros das bolhas

in, Kim et al., *IJHMT*, vol. 49, pp. 122-131, 2006

Frequência das bolhas em função do diâmetro D das bolhas

Problema ainda aberto
(ver Carey, 1992, p. 209.)

$$f \cdot D = 0,078$$

Jakob et Fritz (1931), v. Carey, 1992

$$f \cdot D = 1,18 \left(\frac{t_{\text{croissance}}}{t_{\text{croissance}} + t_{\text{att}}} \right) \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{0,25}$$

Peebles et Garber(1953),
v. Carey, 1992

(=0,15 à 1,4) in Cole (1967),
v. Carey, 1992.

$$f \cdot D = 0,59 \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{0,25}$$

Zuber (1963), v. Carey, 1992

Técnica utilizada: filmagem com câmera ultra-rápida do processo de ebulição.

**Correlações para a ebulição
nucleada livre**

Superfícies "lisas" ou rugosas

Correlação de Stephan-Abdelsalam

Definição do coeficiente de transferência de calor por ebulição

$$h = \frac{\text{fluxo de calor}}{\text{superaquecimento da parede}} = \frac{q''}{(T_p - T_{sat})}$$

Correlação de Stephan et Abdelsalam (1980)

$$h_{SA} = 207 \frac{k_1}{d_b} \left(\frac{q d_b}{k_1 T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} R_p^{0,133}$$

$$d_b = 0,0149 \theta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2}$$

Correlação de Cooper

Correlação de Cooper (1984)

$$h_{Cooper} = 55 p_r^b (-\log p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$$

$$b = 0,12 - 0,2 \log (Rp)$$

Obs.: Nossos resultados, na UFSC, mostram que o efeito da rugosidade na correlação de Cooper, não pode ser generalizado.

Portanto, $b=0,12$.

Correlação de Rohsenow (1)

Correlação de Rohsenow (1962)

$$h = \mu_1 h_{lv} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_1 - \rho_v)} \right]^{-1/2} \left(\frac{c_{pl}}{C_{sf} h_{lv} Pr_1^s} \right)^3 \Delta T_p^2$$

$\Delta T_p = T_p - T_{sat}$ Para a água, $s=1$; Outros fluidos $s=1,7$

C_{sf} depende do par fluido/superfície ($C_{sf}=0,013$)

Transporte convectivo

$$Nu_b = \frac{hL_b}{k_l} = A Re_b^n Pr_l^m$$

$$Re_b = \frac{\rho_v U_b L_b}{\mu_1}$$

Correlação de Rohsenow (2)

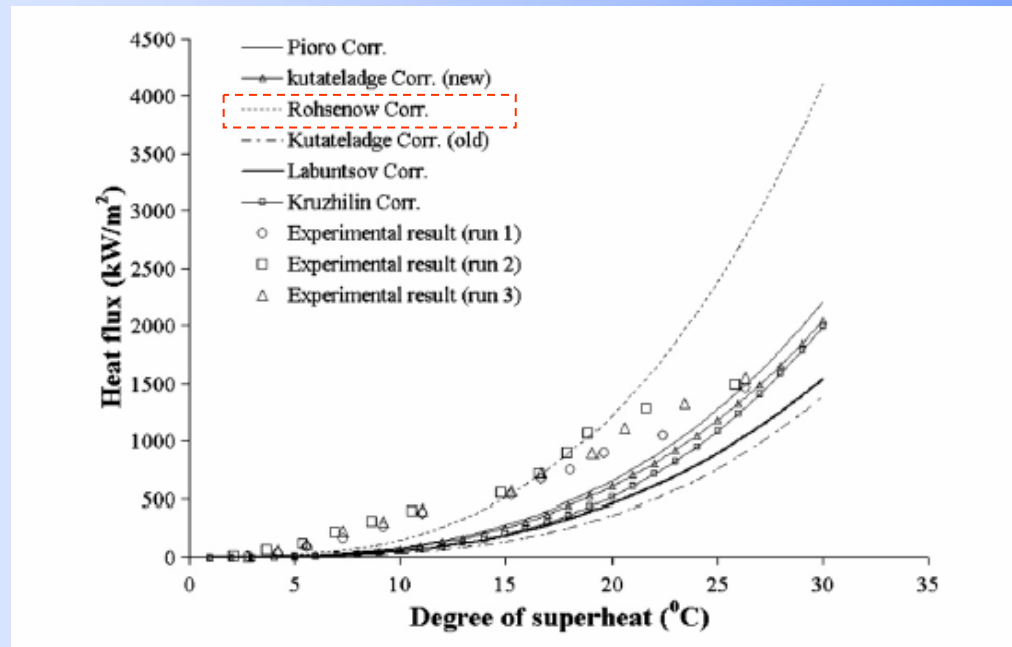
Transporte convectivo

$$Nu_b = \frac{hL_b}{k_l} = A Re_b^n Pr_l^m$$

$$Re_b = \frac{\rho_v U_b L_b}{\mu_l}$$

$$U_b = \frac{q}{\rho_v h_{lv}} \quad L_b = d_b = C\theta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Correlação de Rohsenow (3)



Constante empírica na correlação de Rohsenow

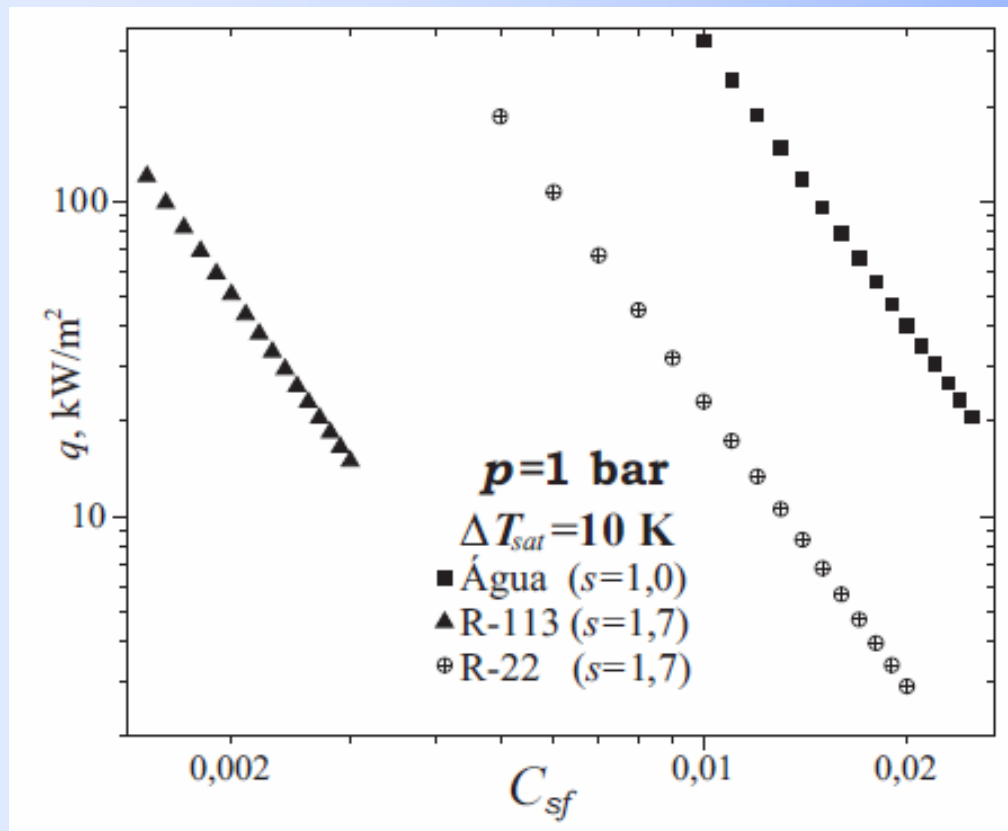
$C_{sf}=0,016$ (cobre + água)

$C_{sf}=0,013$, na correlação original de Rohsenow

(Carey, 1992, p. 237 et 238)

in A.K. Das, P.K. Das, P. Saha, Nucleate boiling of water from plain and structured surfaces”,
Experimentl Thermal and Fluid Science, vol. 31 (8), p. 967-977, 2007.

Correlação de Rohsenow (4)



Efeito do C_{sf}

Sobre o cálculo do
fluxo de Calor

in, S. P. Rocha, tese /POSMEC- UFSC, 2007

Correlação de Forster-Zuber

Correlação de Forster et Zuber (1955)

$$h_{FZ} = 0,00122 \left(\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) [T_p - T_{sat}(p_1)]^{0.24} \Delta p_{sat}^{0.75}$$

Fórmula geral das correlações

$$h = C q^n$$

Valores do coeficiente C e do expoente n

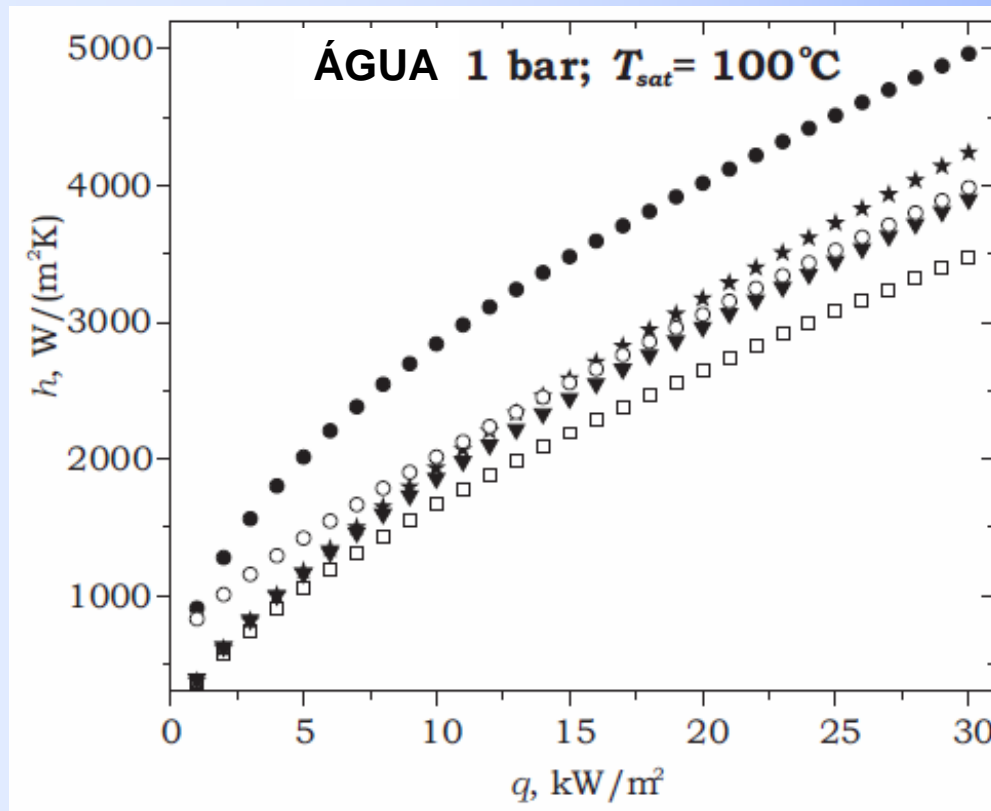
Correlação	C	n
Borishansky	1,21	0,700
Cooper	2,66*	0,670
Forster et Zuber	9,90	0,520
Rohsenow 1 (s = 1)	3,00	0,670
Rohsenow 2 (s = 1,7)	0,75	0,670
Stephan et Abdelsalam	1,16*	0,745

C foi calculado para o R-113, à pressão atmosférica et T_{sat}

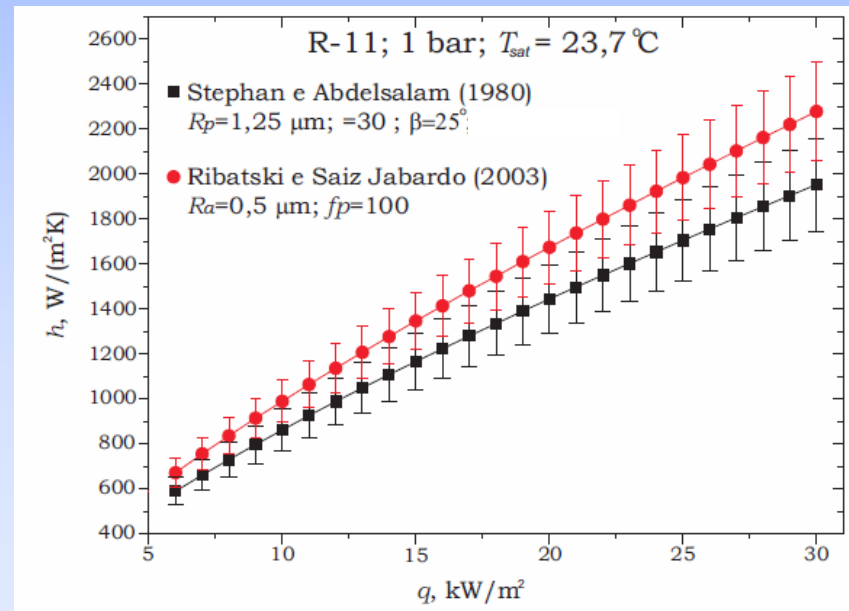
(*) $R_p=2,2 \mu m$

Tendência geral dos resultados: $n=0,6$ a $0,8$, Stephan (1992)

Comparação das correlações



- Forster e Zuber (1955)
- ★ Mikic e Rohsenow (1969)
- Benjamin e Balakrishnan (1996)
 $Ra=1 \mu\text{m}$
- ▼ Stephan e Abdelsalam (1980)
 $Rp=2,5 \mu\text{m}$
- Rohsenow (1952)
 $C_{sf}=0,013; s=1,7$

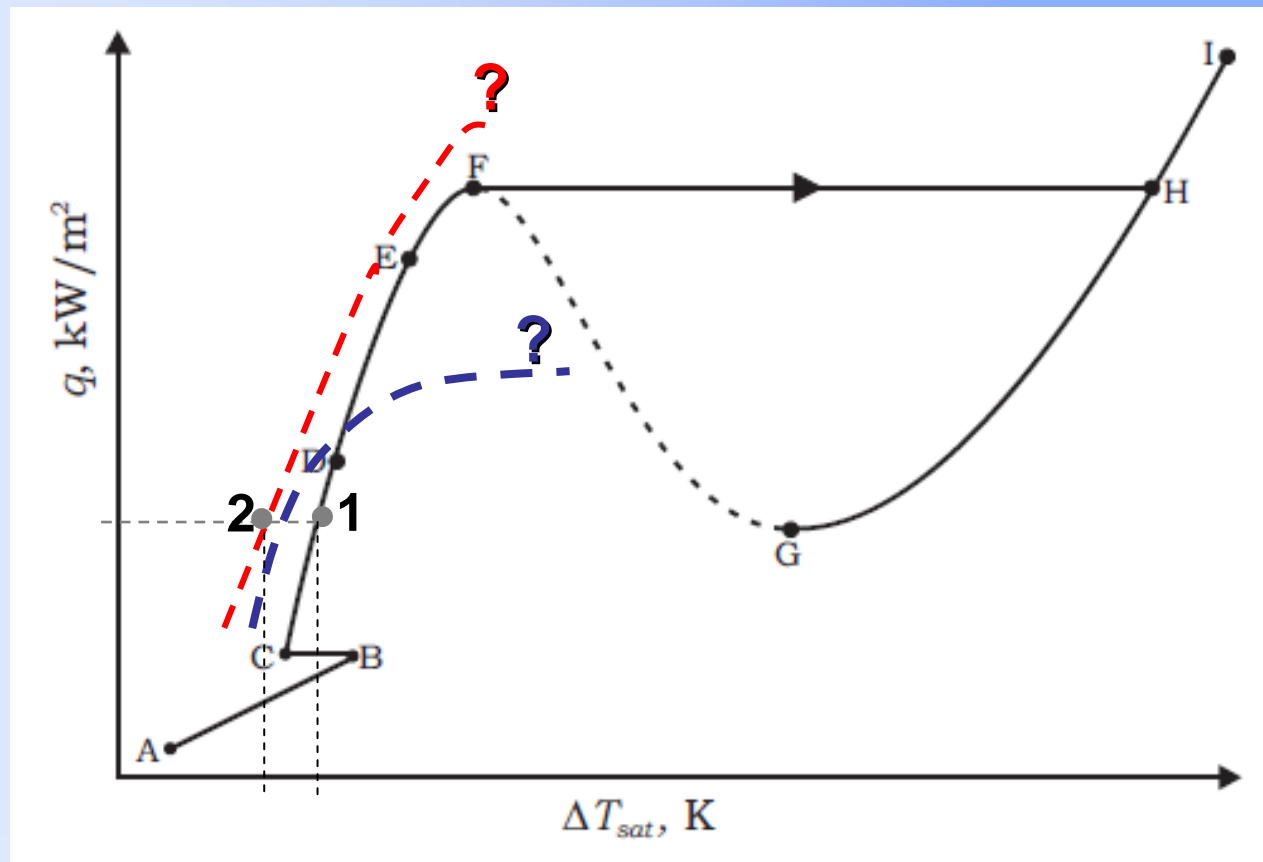


in, S. P. Rocha, tese /POSMEC- UFSC, 2007

Técnicas e mecanismos físicos de intensificação

Os desafios

Como conseguir aumentar o *h da ebulição nucleada* e, ao mesmo tempo, o *fluxo de calor máximo (CHF)*?

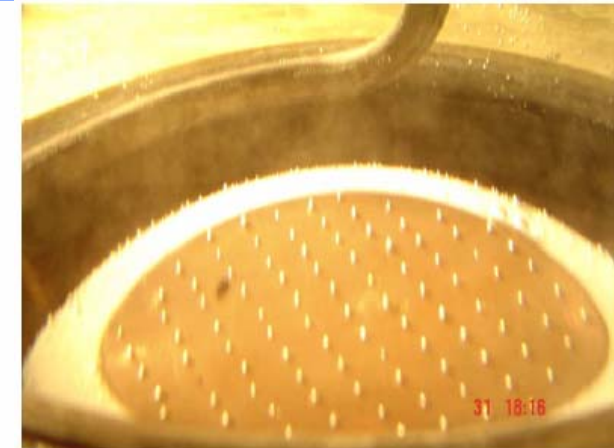
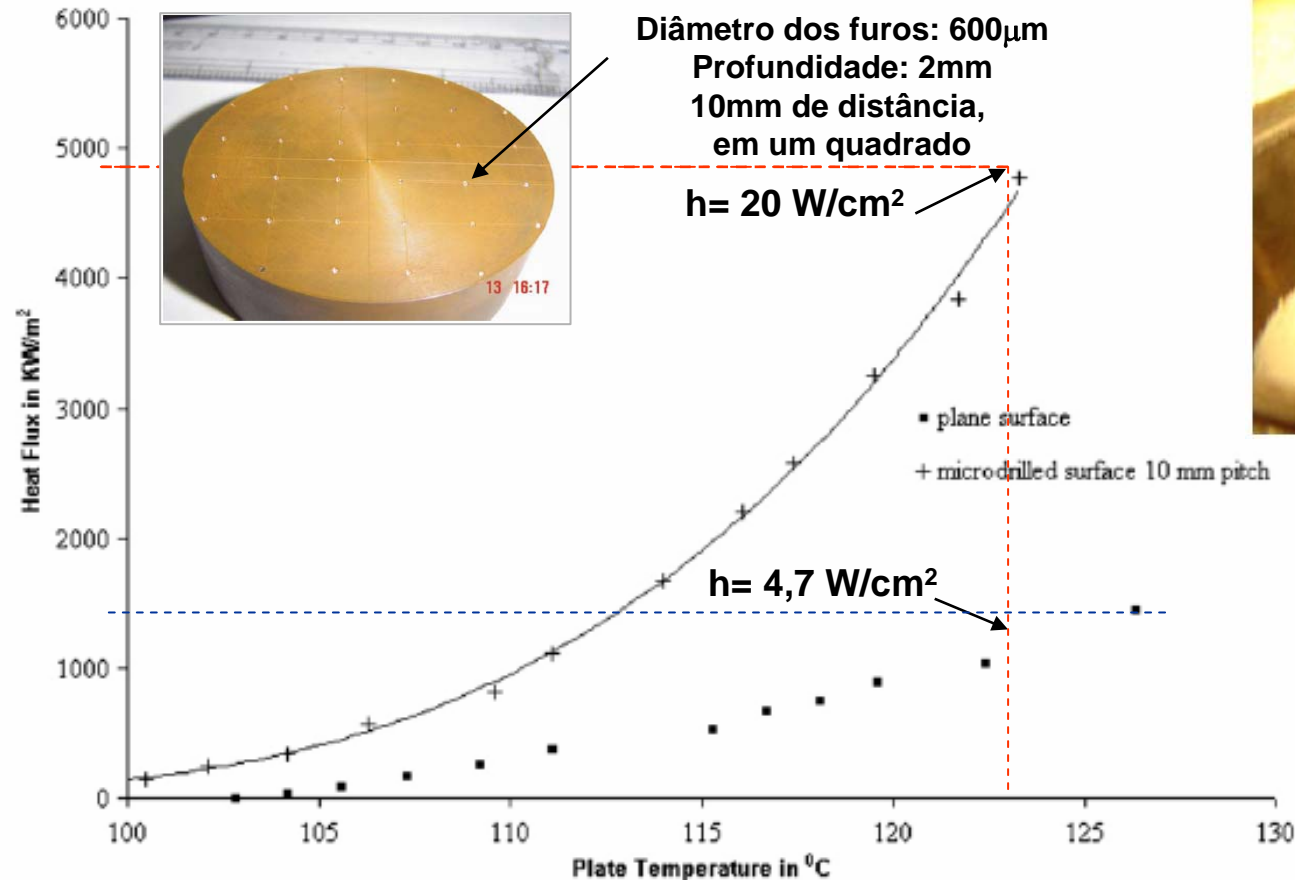


Técnicas de intensificação

Técnicas passivas	Técnicas ativas
Tratamento de superfícies ★	Auxílio mecânico
Superfícies rugosas ★	Vibração da superfície
Superfícies aletadas ★	Vibração do Fluido
Displaced enhancement devices	Campo electrostático
Swirl flow devices	Sucção ou injeção
Coiled tubes ★	Jato incidente
Surface tension devices	
Aditivos para os fluidos	

in Bergles, Int. J. of Refrigeration, vol 20(8), pp. 545-551, 1997

Efeito do aumento da densidade de sítios de nucleação



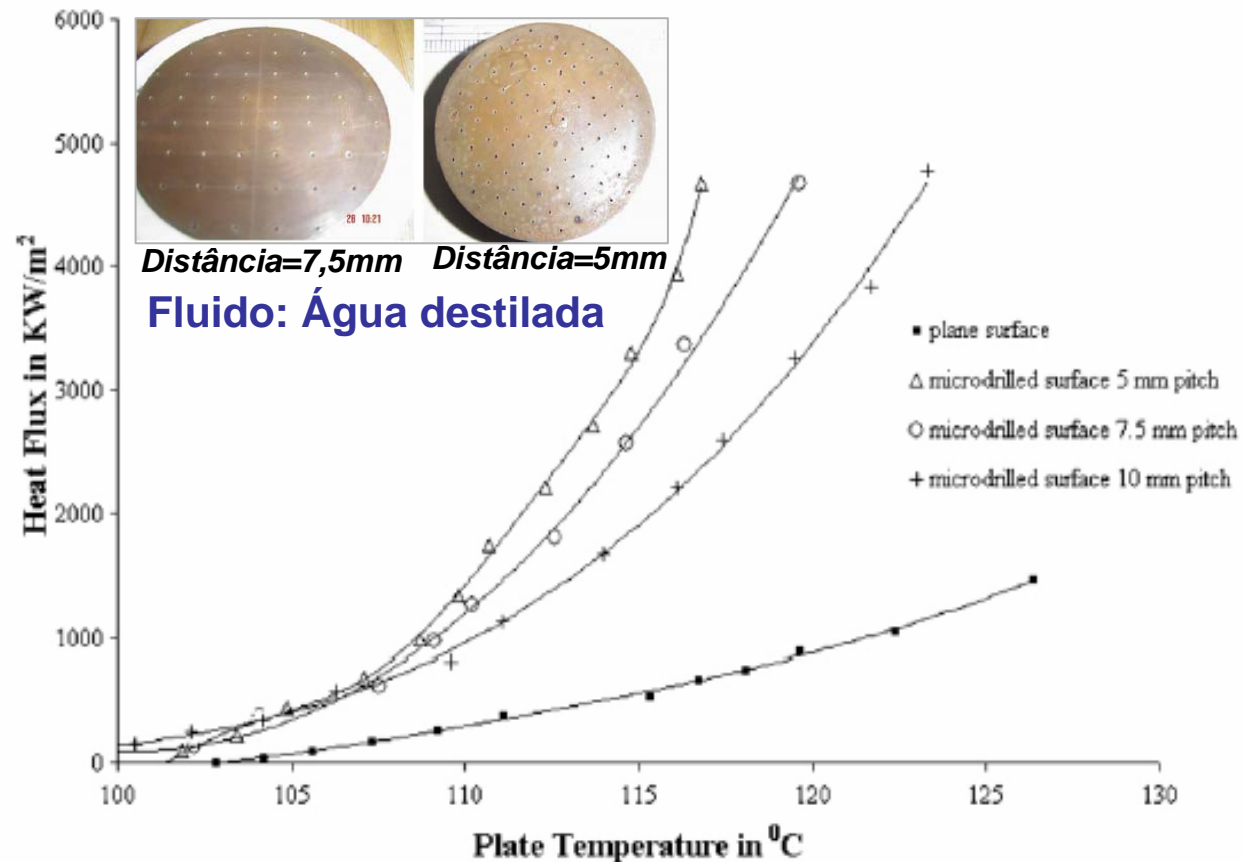
Superfície estruturada, com uma distribuição discreta dos sítios de nucleação

$$q''_{\text{critZ}} = 110 \text{ W/cm}^2$$

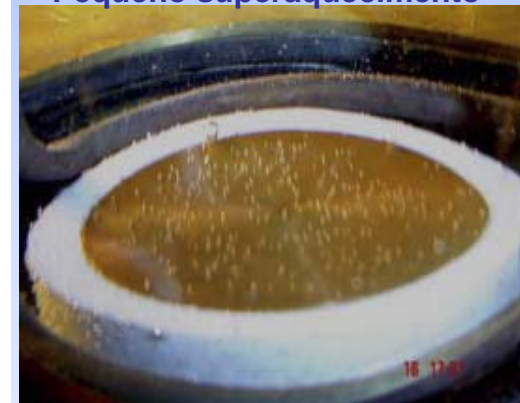
in A.K. Das, P.K. Das, P. Saha, Nucleate boiling of water from plain and structured surfaces",

Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 31 (8), p. 967-977, 2007.

Efeito do aumento da densidade de sítios de nucleação



Superfície lisa,
Pequeno superaquecimento



Superfície lisa,

Grande superaquecimento
($R_p=0,097-0,134\mu\text{m}$)

in A.K. Das, P.K. Das, P. Saha, Nucleate boiling of water from plain and structured surfaces”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 31 (8), p. 967-977, 2007.

Efeito do aumento da densidade de sítios de nucleação

Explicação do Mecanismo

Existe uma distância ótima entre os *sítios de nucleação*.

A transferência de calor aumenta ($h \uparrow$) à medida que *diminui a distância entre os sítios de nucleação* mas esta vantagem diminui rapidamente.

O *volume de líquido* influenciado por uma bolha particular *diminui* com o *aumento do número de sítios* de nucleação.

*in A.K. Das, P.K. Das, P. Saha, Nucleate boiling of water from plain and structured surfaces”,
Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 31 (8), p. 967-977, 2007.*



Efeito do aumento da densidade de sítios de nucleação

Correlação de Yamagata et al. (1955)

$$q'' = a(\Delta T)^b \quad \Delta T = T_p - T_{sat}$$

Região de bolhas isoladas, baixo superaquecimento da parede.

Correlação de Yamagata modificada

$$q'' = a(\Delta T)^b \left(\frac{N}{A} \right)^c$$

$$\left(\frac{N}{A} \right)$$

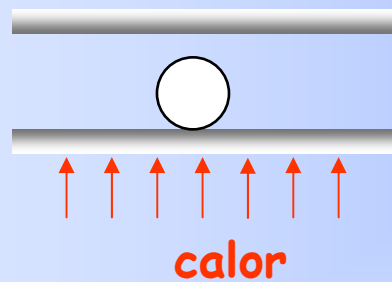
Densidade de sítios:
Número de sítios de nucleação por unidade de área da superfície.

$$a = 7,5655; b = 2,0307; c = 0,52341$$

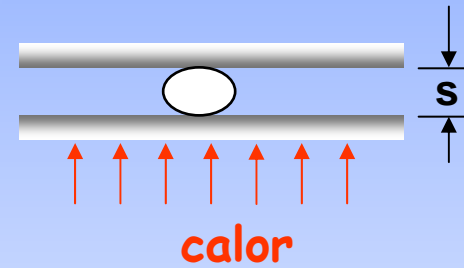
in A.K. Das, P.K. Das, P. Saha, Nucleate boiling of water from plain and structured surfaces”,
Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 31 (8), p. 967-977, 2007.

Ebulição em espaços confinados

Significado do confinamento em ebulição



Não confinada



Confinada

Efeito do confinamento na ebulição

$$Bo = \frac{s}{L_c}$$

Número de Bond (ou de Eötvos)

$$L_c = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)} \right]^{1/2}$$

Comprimento capilar

Tendência geral

$h \nearrow$ $s \searrow$

$Bo > 1$

Bolhas isoladas

$Bo \leq 1$

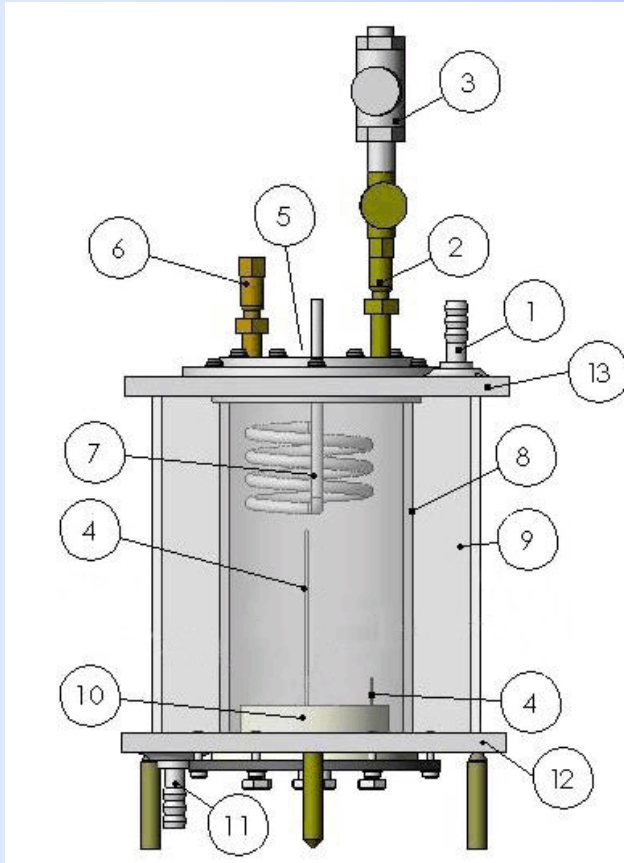
Bolhas coalescidas

h : Coeficiente de transferência de calor, W/m^2K

Comprimento capilar - alguns valores

Fluido	Tensão Superficial (N/m)	T_{sat} (°C) (p (bar))	Comprimento capilar L_c (mm)
FC-87	0,0089	29,1 (1)	0,8
FC-72	0,0100	56 (1)	0,8
R-11	0,0183	23,4 (1)	1,1
R-22	0,0142	0,14 (5)	1,1
R-113	0,0190	47 (1)	1,1
R-123	0,0148	27,8	1,0
R-134a	0,0095	15,6 (5)	0,9
Água	0,0588	100 (1)	2,5

Bancada experimental para o estudo da ebulição confinada



LEPTEN/Boiling - UFSC

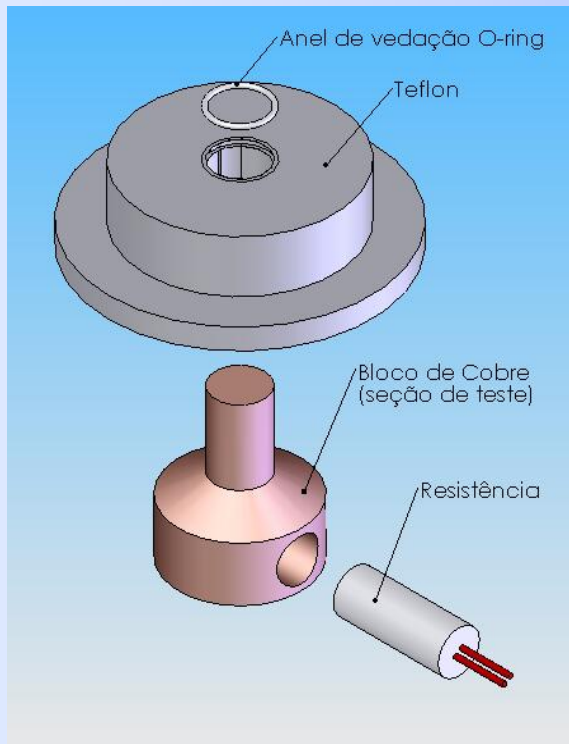


LEPTEN LABORATÓRIOS DE ENGENHARIA DE PROCESSOS
DE CONVERSÃO E TECNOLOGIA DE ENERGIA



13º ENCIT Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas
UFU-Uberlândia- 05-09/12/2010

Seção de teste



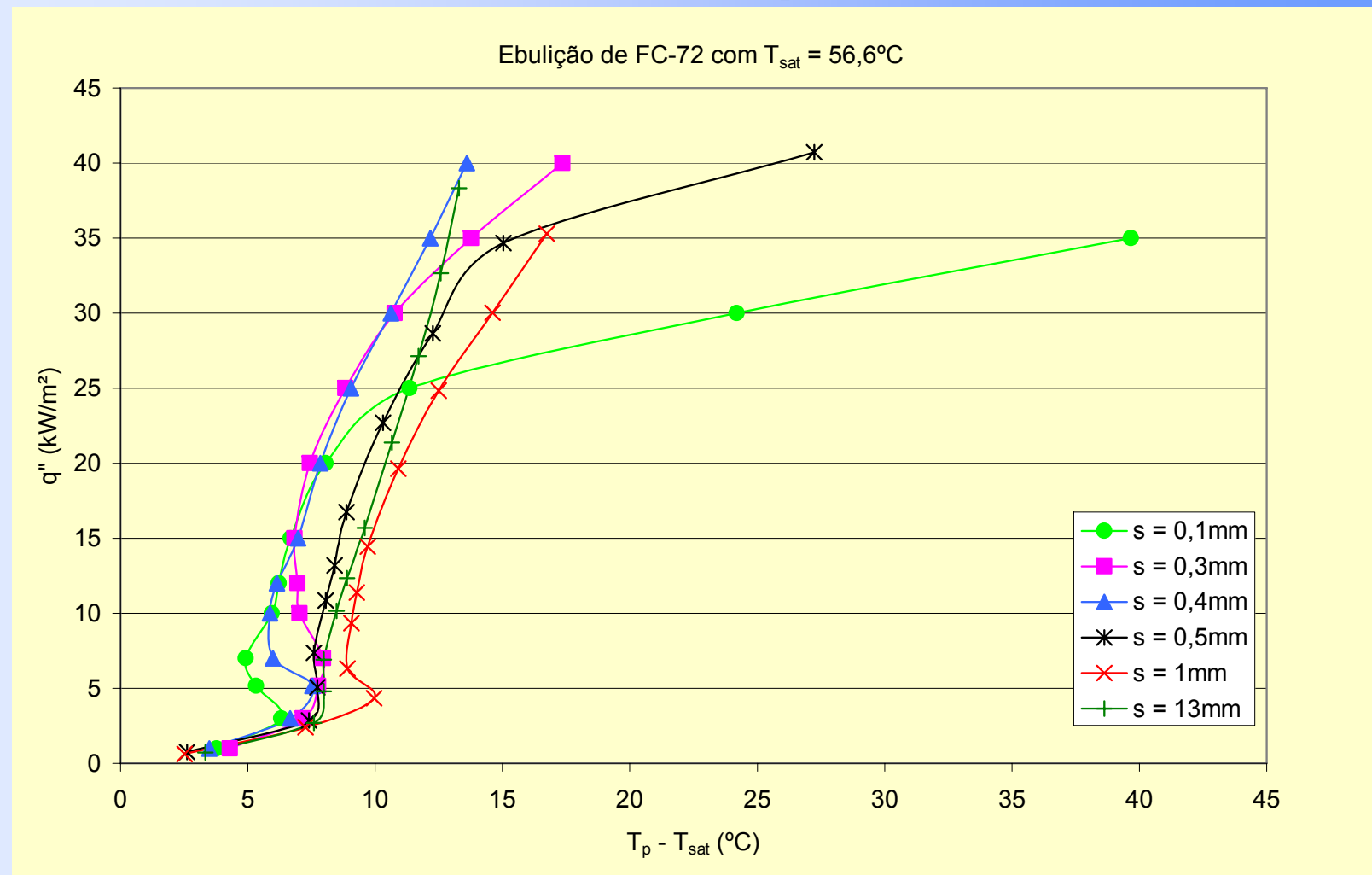
Seção de teste



Sistema de confinamento

LEPTEN/Boiling - UFSC

Resultados experimentais



Efeito do confinamento, s . Fluido: FC-72. Superfície aquecida voltada para baixo. (Cardoso, 2005).

Possível explicação do mecanismo

A **intensificação da ebulição** em um espaço confinado deve-se à **evaporação de uma camada muito fina de líquido (micromada)** entre a bolha e a parede.

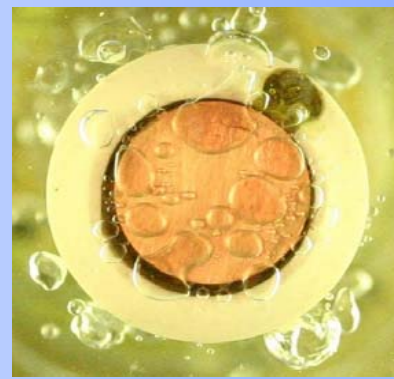
A **área desta microcamada** aumenta por causa da **deformação da bolha de vapor** em um espaço em que pelo menos uma das dimensões **é menor** ou bem menor do que o **comprimento capilar**.

Efeito do confinamento

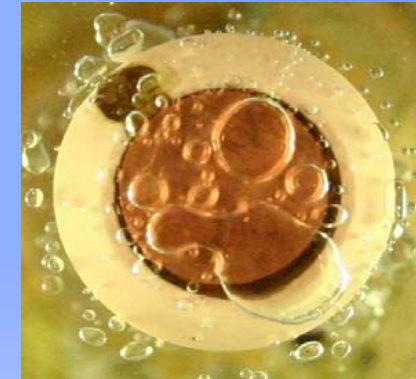
$q=20 \text{ kW/m}^2$



$s=0,2 \text{ mm}$
 $T_w=63,1^\circ\text{C}$

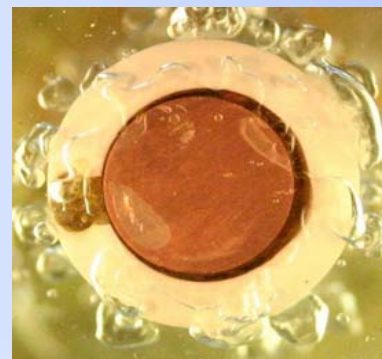


$s=0,5 \text{ mm}$
 $T_w=64,4^\circ\text{C}$



$s=1 \text{ mm}$
 $T_w=65,5^\circ\text{C}$

$q=40 \text{ kW/m}^2$



$s=0,2 \text{ mm}$
 $T_w=75,5^\circ\text{C}$



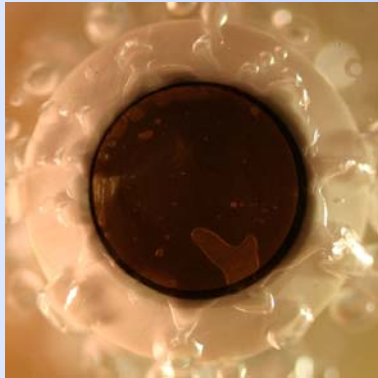
$s=0,5 \text{ mm}$
 $T_w=68,1^\circ\text{C}$



$s=1 \text{ mm}$
 $T_w=69,3^\circ\text{C}$

in Passos et al. (2005) ETFS, Elsevier, Vol. 30, pp. 1-7.

Efeito do confinamento



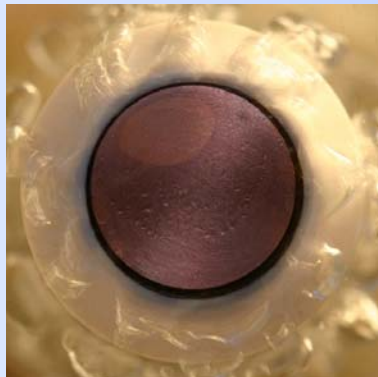
$s = 0,1\text{mm}$
 $T_p = 65,6^\circ\text{C}$



$s = 13\text{mm}$
 $T_p = 66,2^\circ\text{C}$

FC-72

20kW/m^2



$s = 0,1\text{mm}$
 $T_p = 88,6^\circ\text{C}$



$s = 13\text{mm}$
 $T_p = 68,4^\circ\text{C}$

30kW/m^2

in, Cardoso, 2005

Ebulição confinada

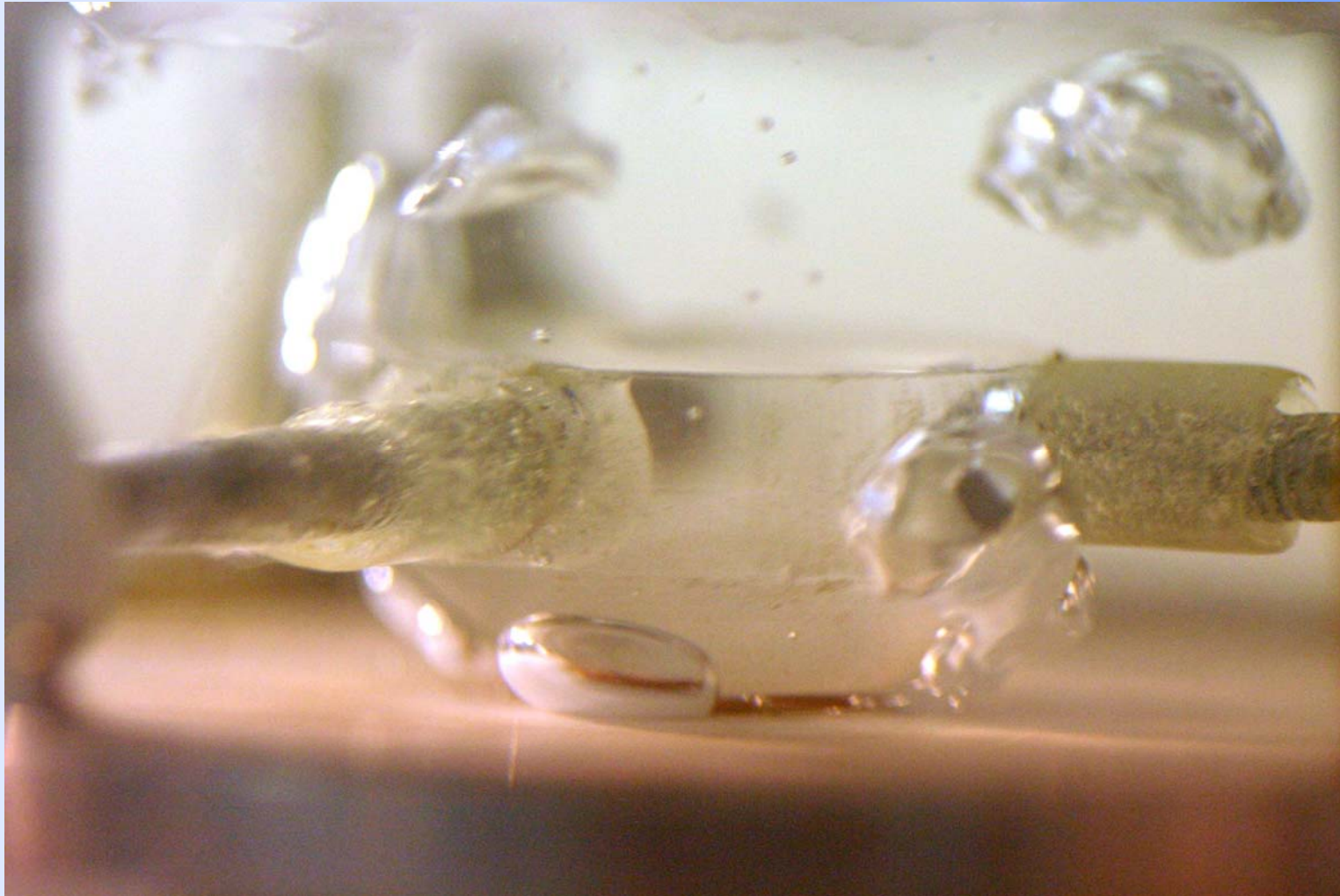
n-Pentano, p_{atm} , $q=45kW/m^2$



LEPTEN-Boiling – UFSC.

Ebulição confinada

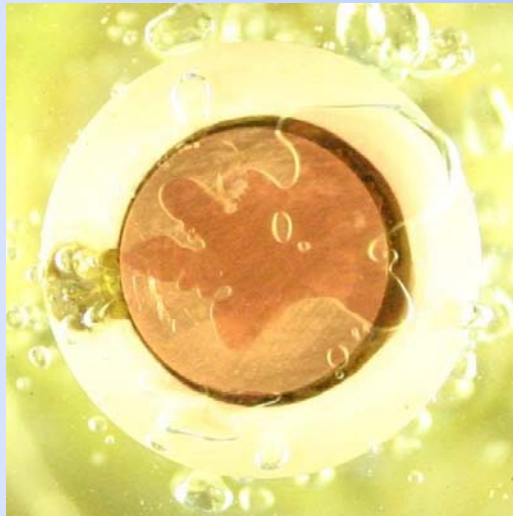
n-Pentane, p_{atm} , $q=180kW/m^2$



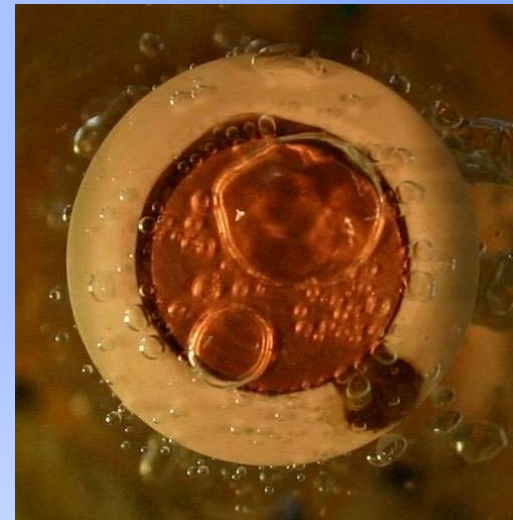
(Doutorado de Elaine Cardoso, 2010) LEPTEN-Boiling – UFSC.

Comparação: confinada e não confinada

$$q=20 \text{ kW/m}^2$$



$$s=0,2 \text{ mm}$$
$$T_w=63,2^\circ\text{C}$$

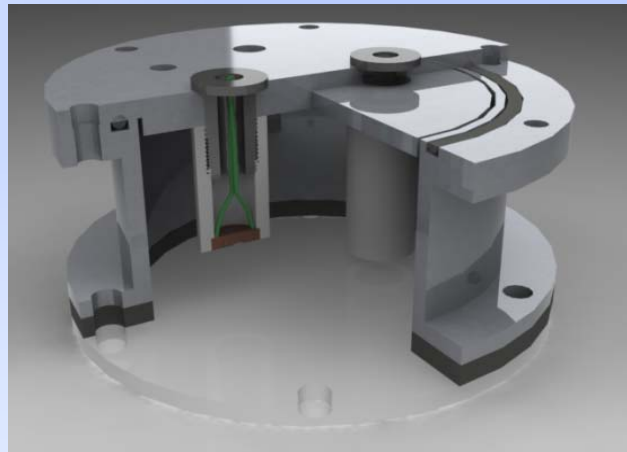
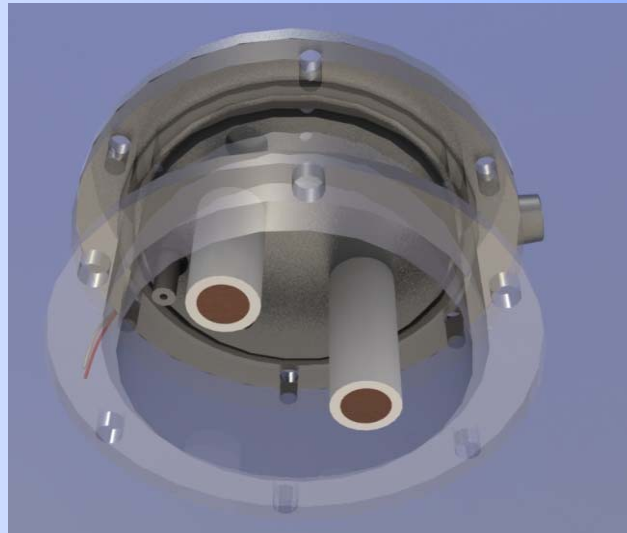
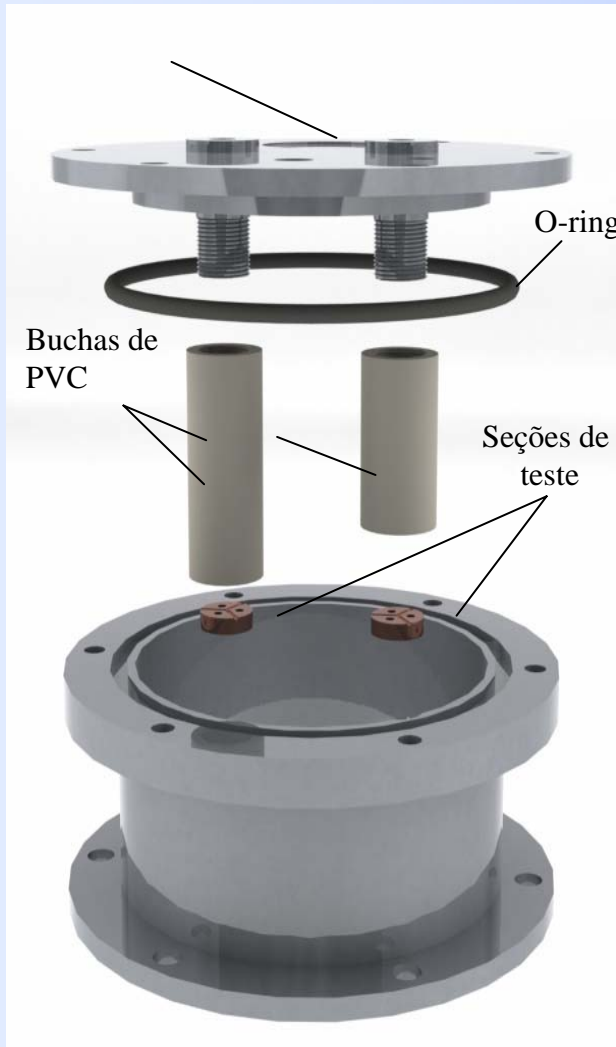


$$s=13 \text{ mm}$$
$$T_w=65,8^\circ\text{C}$$

Sob confinamento, com fluxo de calor moderado e $T_{\text{líq}}=T_{\text{sat}}$, ocorre a intensificação da transferência de calor por ebulição.

in, Passos et al., ETFS, 2005

Ebulição confinada: Programa microgravidade-AEB



Sistema de aquisição de dados

Testes ambientais realizados no IAE/CTA



Mestrado de Reinaldo Rodrigues da Silva (2010)

Ebulição confinada

VISUALIZAÇÃO

Visualização para $s = 0,9 \text{ mm}$

$Bo = 0,6$

$P = 1,00 - 1,15 \text{ bar}$

$T_{líq} = 23,0 - 25,5^\circ\text{C}$

$T_{sat} = 35,2 - 39,6^\circ\text{C}$

$q'' = 20 \text{ kW/m}^2$



$T_p = 54,6^\circ\text{C}$



$T_p = 54,8^\circ\text{C}$



$T_p = 54,8^\circ\text{C}$

$q'' = 30 \text{ kW/m}^2$



$T_p = 60,1^\circ\text{C}$



$T_p = 60,1^\circ\text{C}$



$T_p = 60,2^\circ\text{C}$

$q'' = 40 \text{ kW/m}^2$



$T_p = 67,3^\circ\text{C}$



$T_p = 67,6^\circ\text{C}$



$T_p = 67,8^\circ\text{C}$

$q'' = 50 \text{ kW/m}^2$



$T_p = 75,3^\circ\text{C}$



$T_p = 75,4^\circ\text{C}$



$T_p = 75,4^\circ\text{C}$

$q'' = 60 \text{ kW/m}^2$



$T_p = 81,9^\circ\text{C}$



$T_p = 82,1^\circ\text{C}$



$T_p = 82,1^\circ\text{C}$

Mestrado de Reinaldo Rodrigues da Silva (2010)

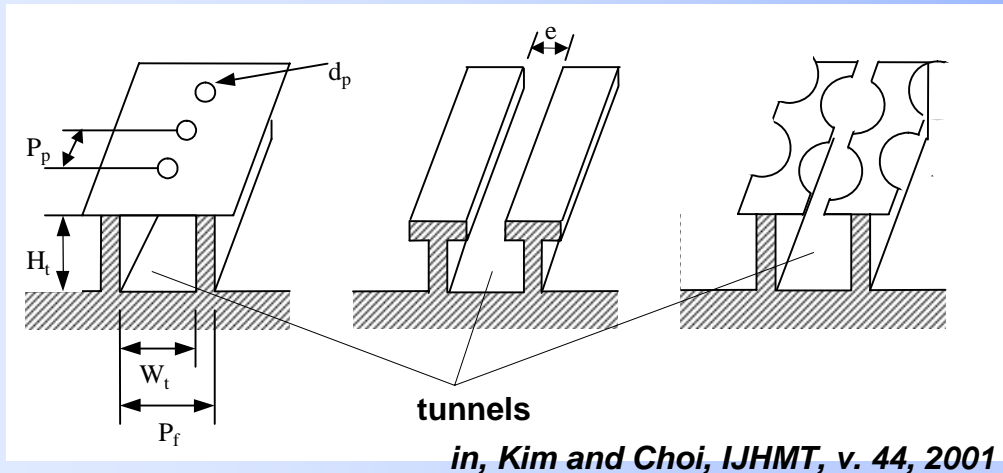
Ebulição confinada

VISUALIZAÇÃO



Mestrado de Reinaldo Rodrigues da Silva (2010)

Características das superfícies estruturadas



Túneis

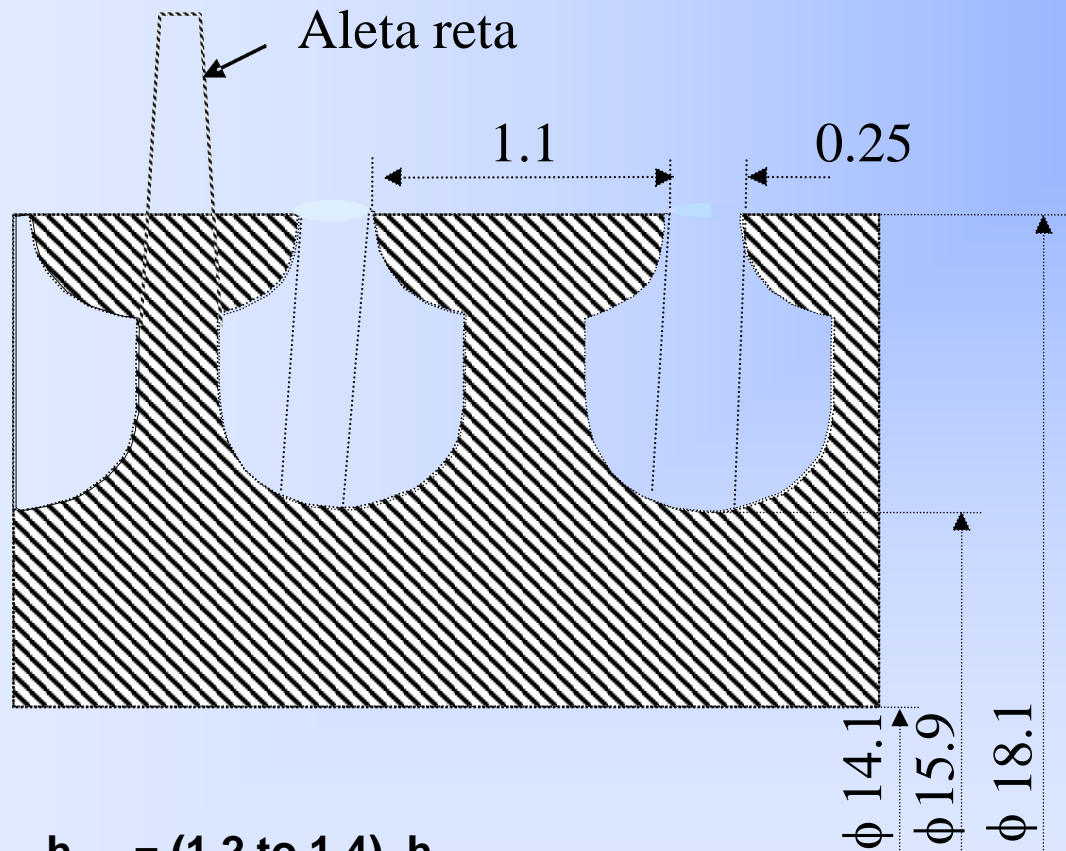
Sobre a superfície externa dos tubos que se conectam ao líquido externo por meio de passagens estreitas.

Mecanismos

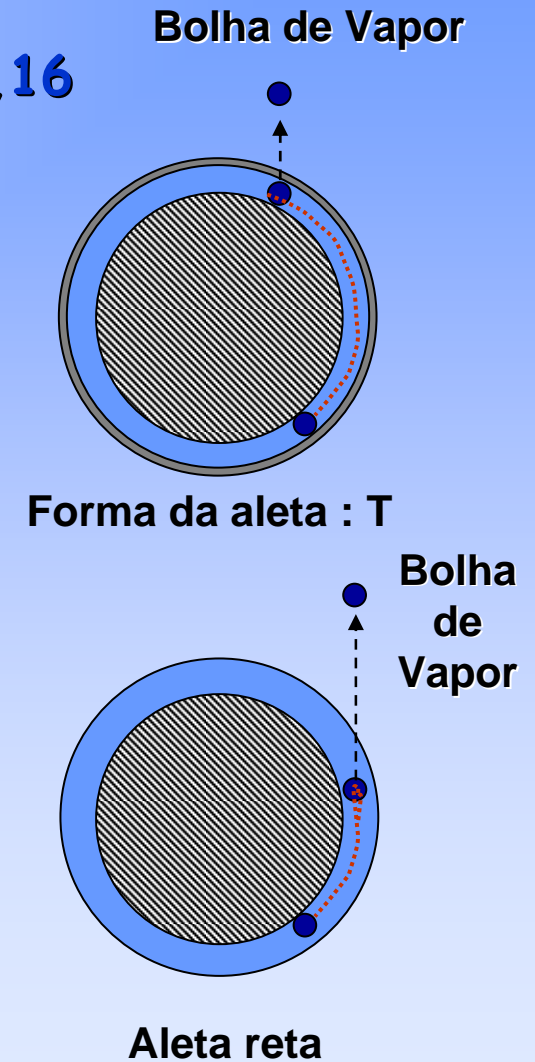
- aumento do tempo de residência das bolhas dentro dos túneis;
- evaporação de uma película de líquido;
- para aletas com base retangular, a evaporação da película líquida é intensificada devido ao pequeno raio do menisco.

Superfícies estruturadas

Tubo GEWA-T: fator de área = 3,16



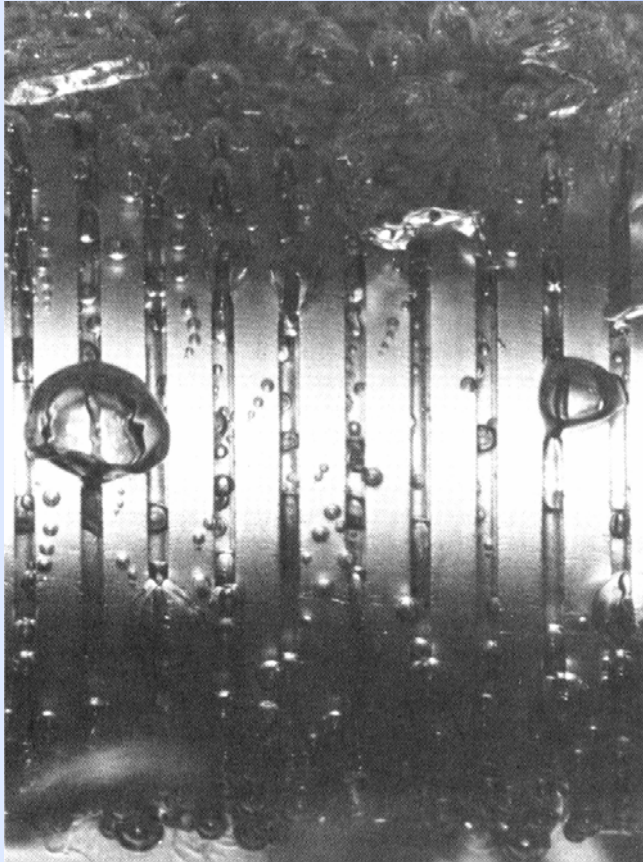
$$h_{T,fin} = (1,2 \text{ to } 1,4) h_{Str. fin}$$



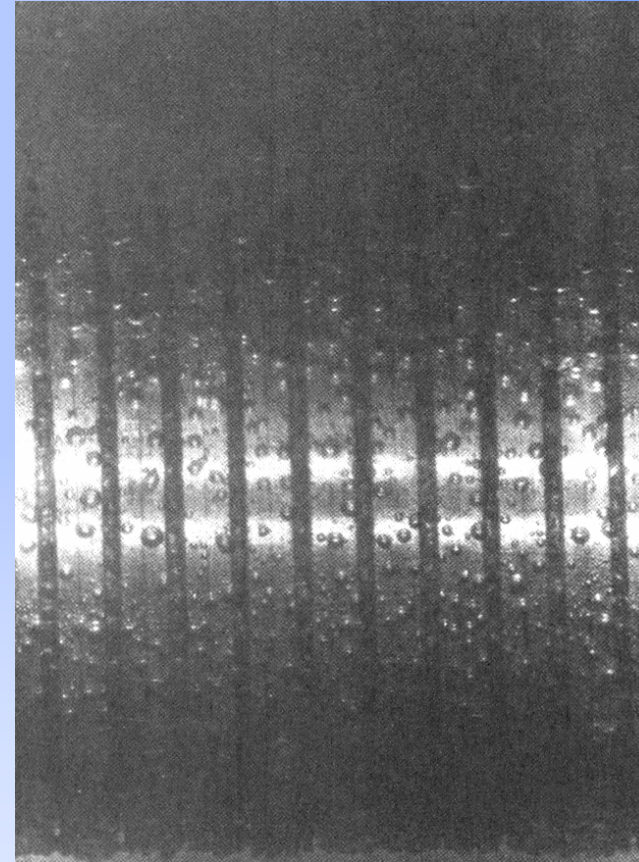
(in K. Stephan, 1992)

Superfície estruturada

GEWA-T-tube; efeito da pressão



5 bar, 52 kW/m²



32,5 bar, 52 kW/m²

Ebulição

do

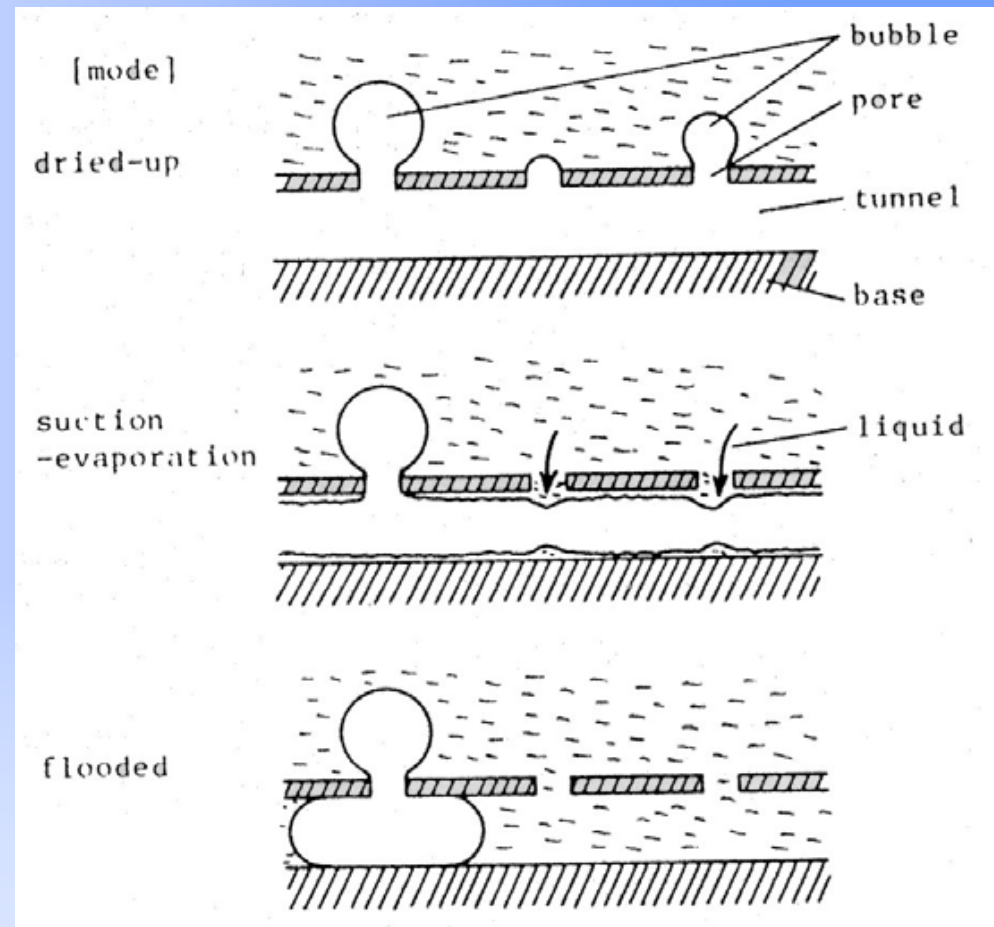
R-22

in, J.R. Thome, "Enhanced Boiling Heat Transfer", pp. 97 and 102

Mecanismos para as superfícies estruturadas



Ejeção de bolhas
Nakayama (1980)
Estudo de visualização

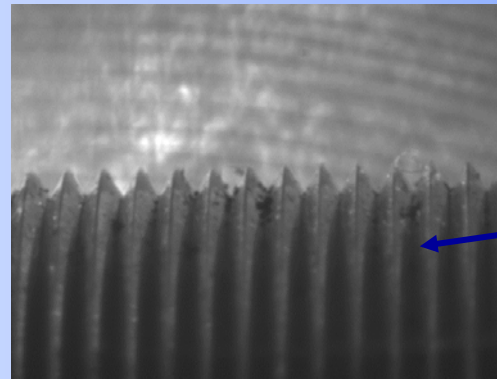


Possíveis modelos para a ebulição em um
“túnel” com poros (Nakayama et al. (1982))

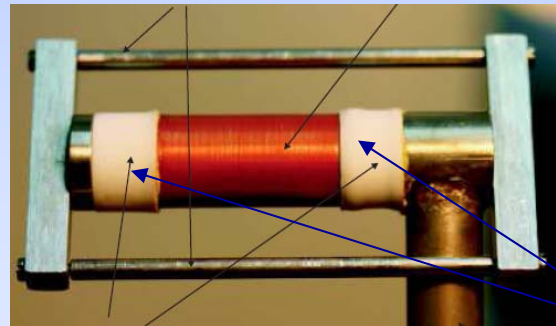
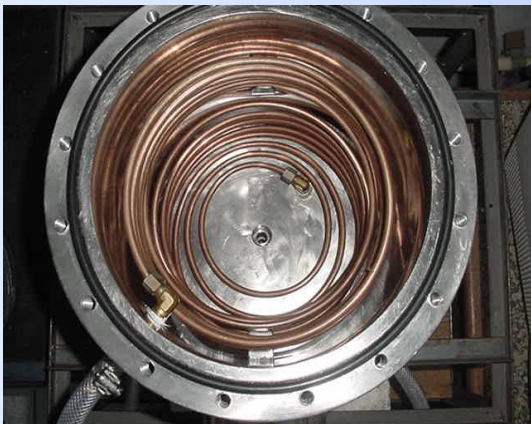
(in, C.D. Ghiu, PhD thesis, Gergia Inst. of Technologie, 2007)

Superfícies microaletadas

Bancada de ebulição nucleada pressurizada, LEPTEN/Boiling



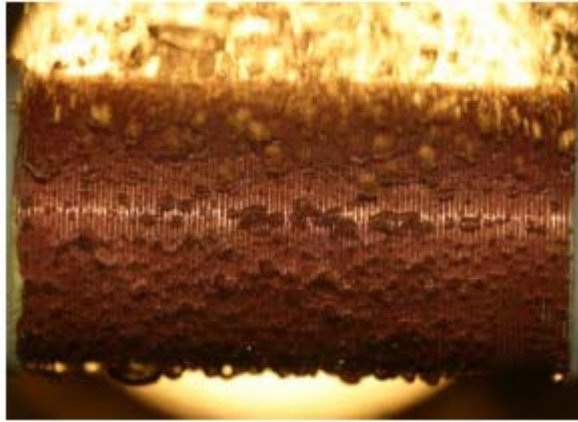
Superfície
microaletada externa
de um tubo de cobre



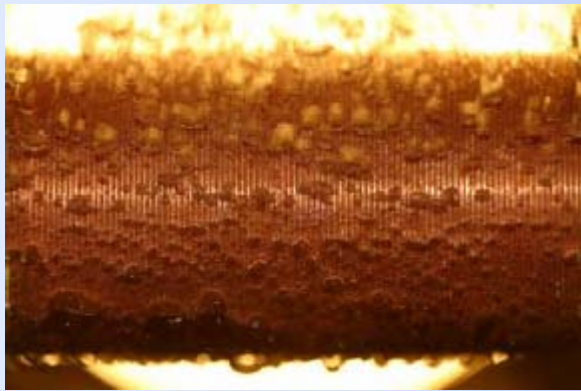
Tubo de cobre montado
entre duas
buchas de Teflon

Ebulição nucleada "em piscina" sobre superfícies aletada e "lisa".

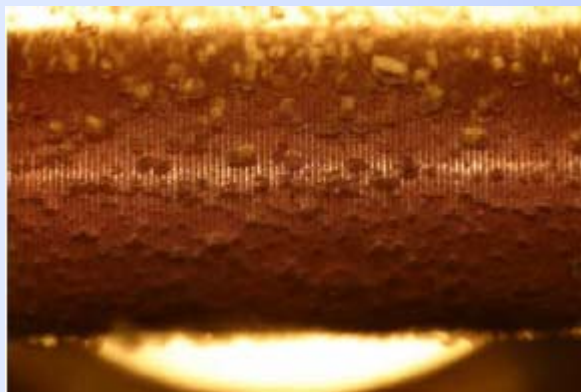
p=6.1 bar



p=8.1 bar

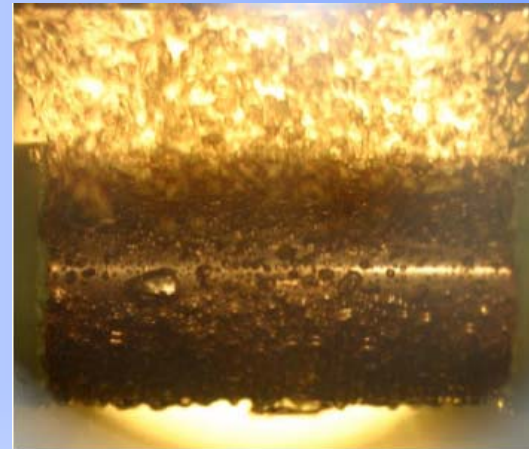


p=12.2 bar

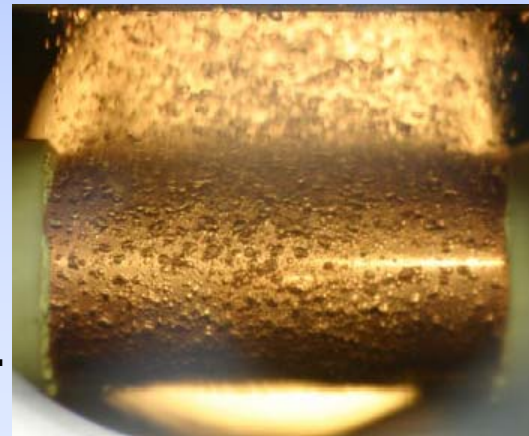


Superfície microaletada

p=3.2 bar



p=17.0 bar



Superfície lisa

**Fluido de trabalho:
R-134a**

$q''=20\text{kW/m}^2$

*(in S.P. Rocha,
PhD Thesis,
UFSC, 2007)*

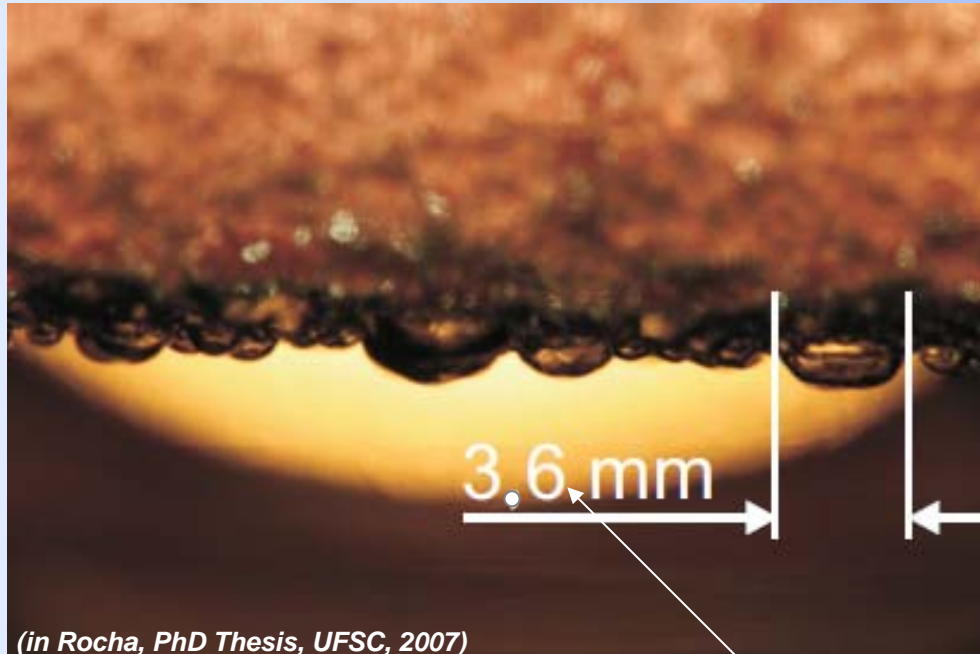
Ebulição nucleada sobre superfície microaletada

fluido de trabalho:
R-134a

$q''=70\text{kW/m}^2$

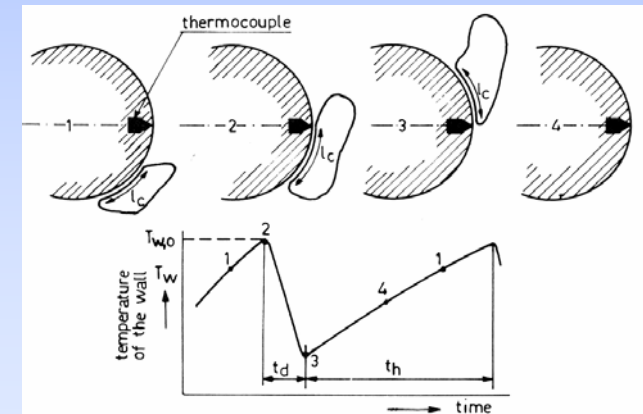
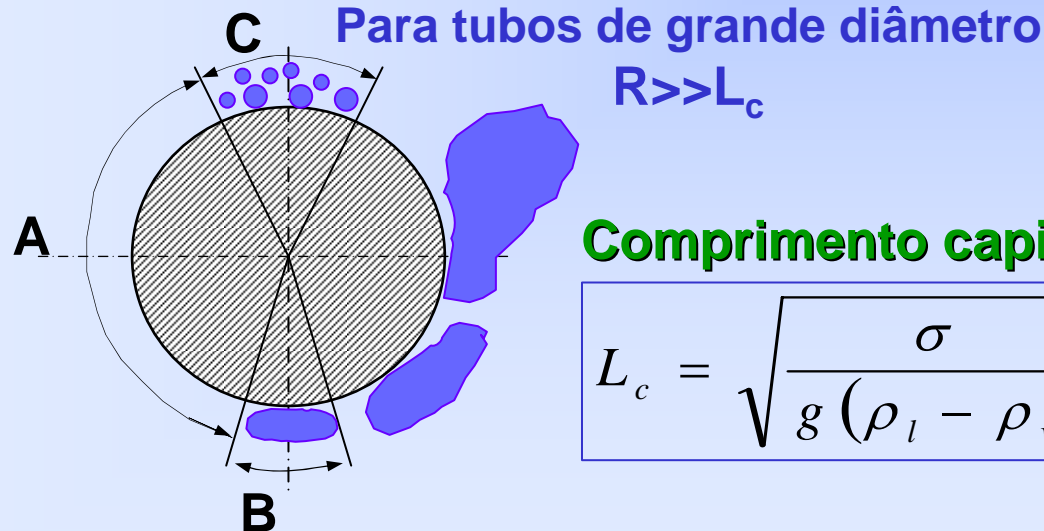
$p=6.1\text{ bar}$

$L_c=0,9\text{ mm}$



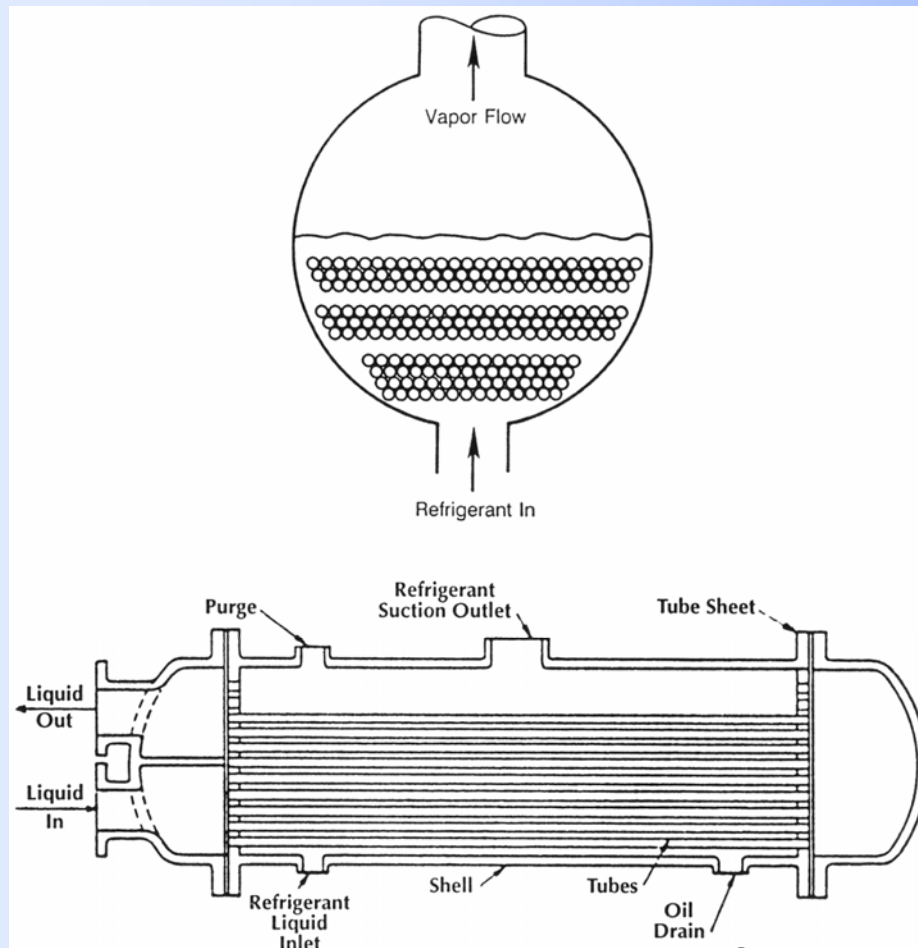
(in Rocha, PhD Thesis, UFSC, 2007)

= 9 pitch



(in Stralen and Colle,

Aplicação: evaporadores inundados (flooded evaporators)



Superfícies
intensificadoras
possibilitam

- A diminuição da quantidade de fluido(ex. Amônia)
- Diminuição do tamanho do TC (equipamentos compactos)

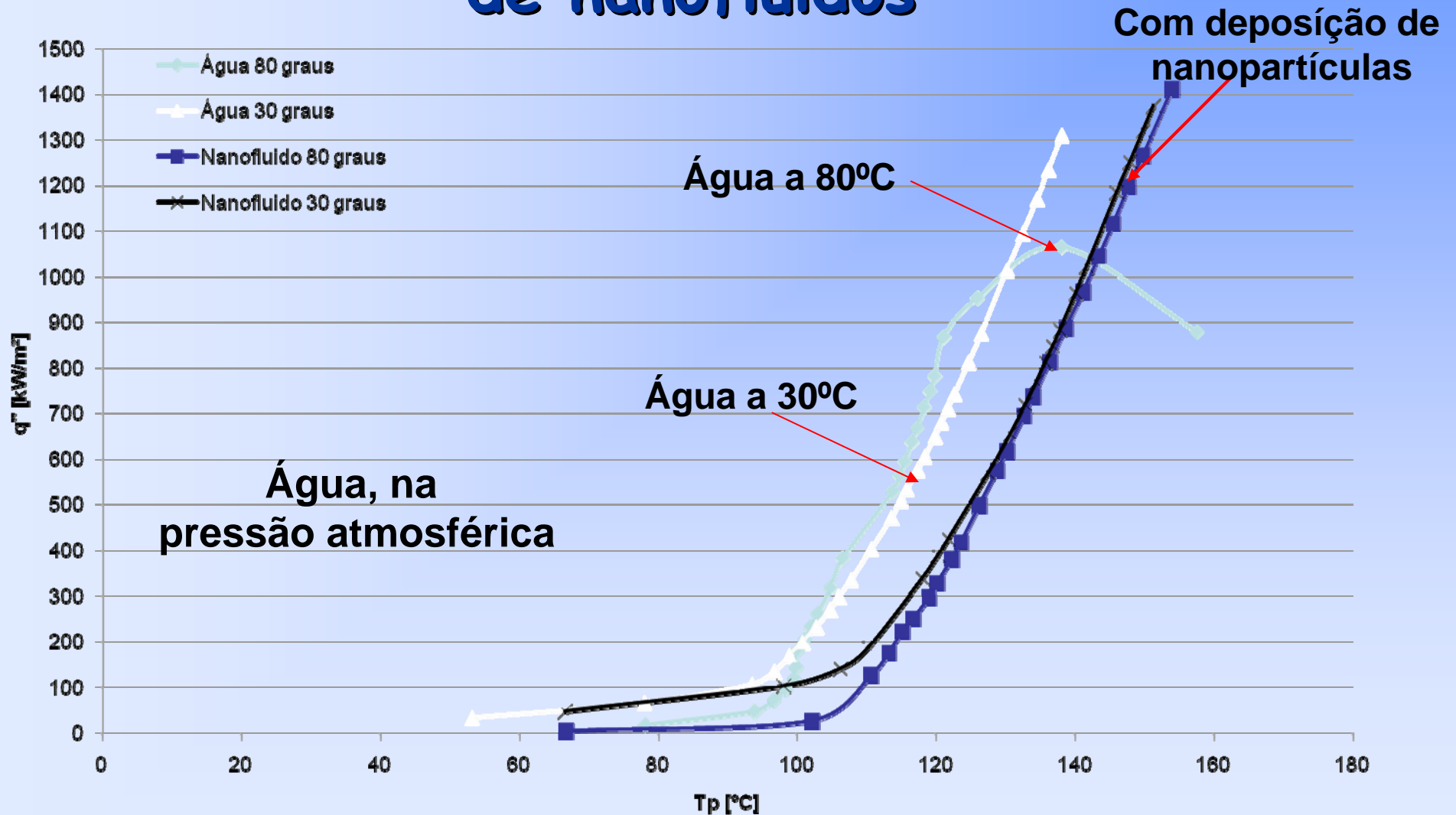
S. Kakaç and H. Liu, "Heat Exchangers", CRC, 1998, p.383.

Ebulição com nanofluidos

Resultados preliminares do
LEPTEN/Boiling - POSMEC/UFSC

Rede Nanobiotec

Ebulição com superfícies com deposição de nanofluidos



Superfície de cobre após os testes de ebulição com nanofluidos



Nanofluido

Alumina (1% em volume)

+

Água

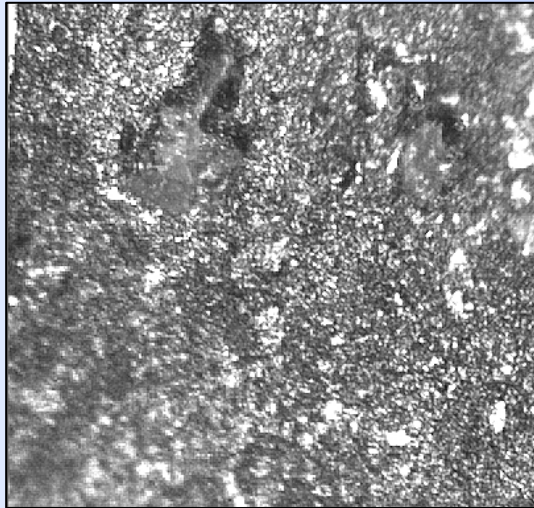
Nanofluido = Suspensão de nanopartículas ($d < 100\text{nm}$) em um Fluido base

**CAPES: PROENG +
REDE NANOBIOTEC**

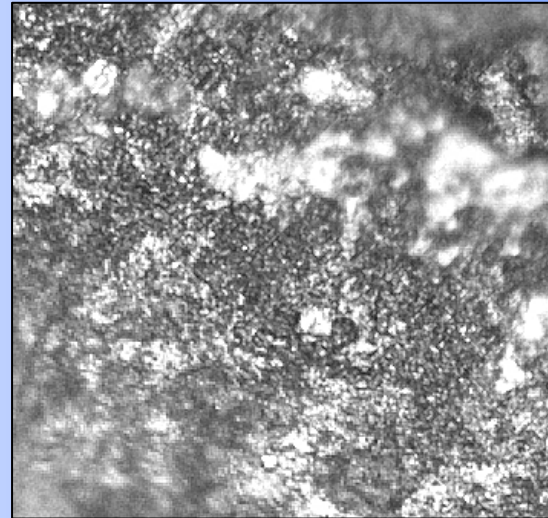
Análise Metalográfica da superfície de cobre

Aumento: 100x

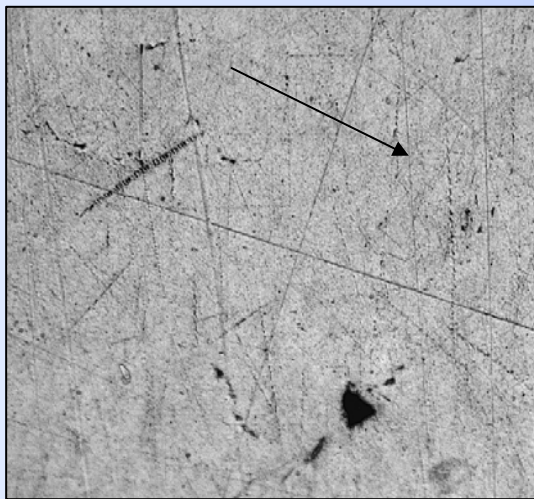
a



b



c



c: Antes dos testes

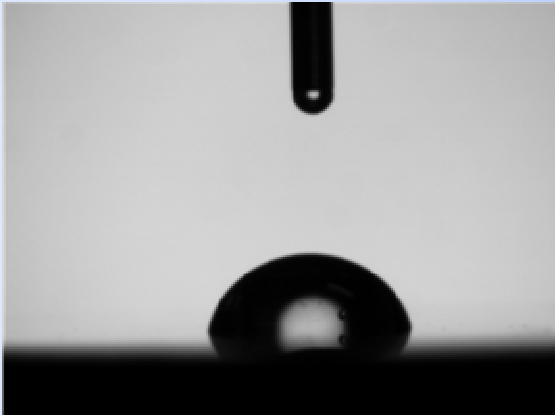
Aumento: 200x

a, b:
Após os testes

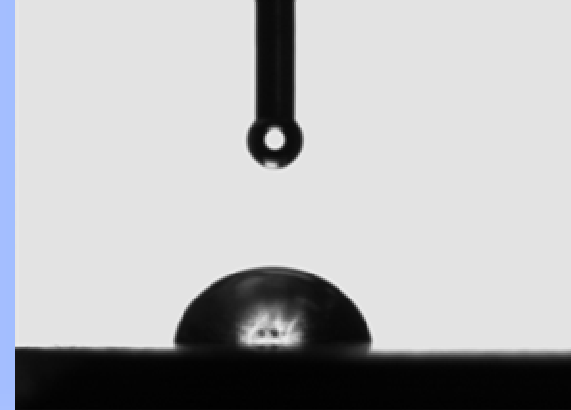
Deposição de Alumina sobre a Serpentina de cobre do condensador



Alteração do ângulo de contato



Clean Surface



Rough Surface



Fe_2O_3 deposited surface

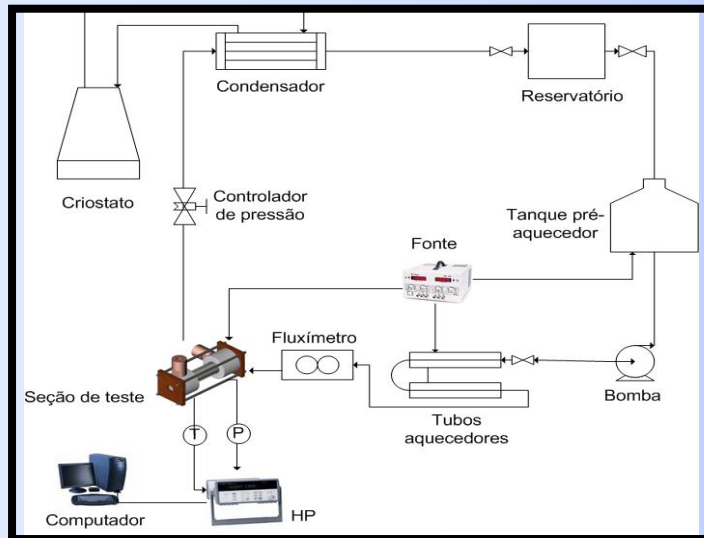


Fe_2O_3 deposited surface after
excess cleaning

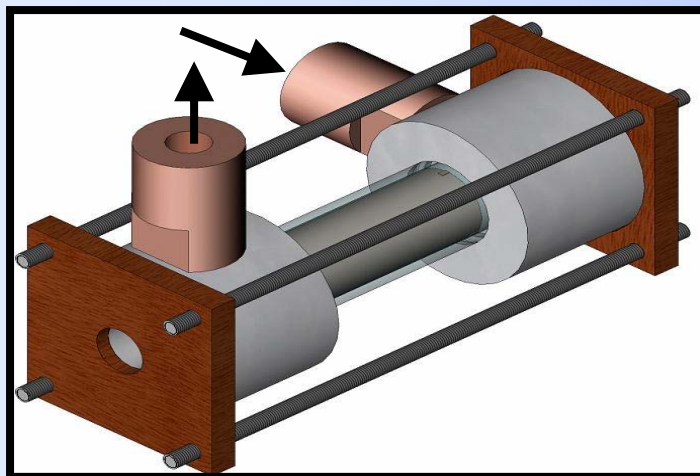
Ebulição em convecção forçada

Resultados da dissertação de mestrado
de Evandro Rodrigo Dario (2008)
LEPTEN/Boiling - POSMEC/UFSC

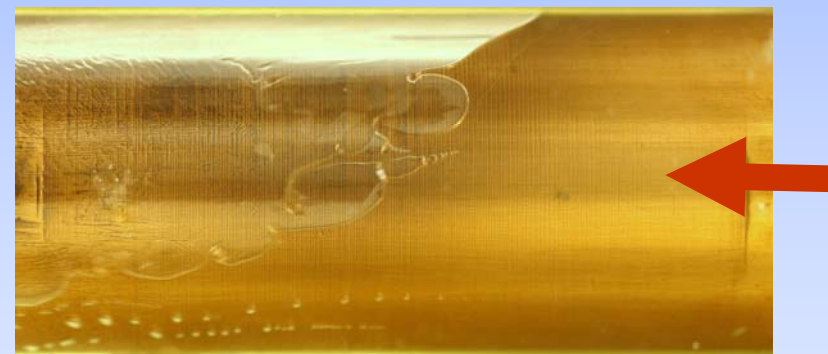
Ebulição convectiva em micro-canais



n-Pentano
 $G=169 \text{ kg/m}^2\text{s}$
 $q''= 12,5 \text{ kW/m}^2$

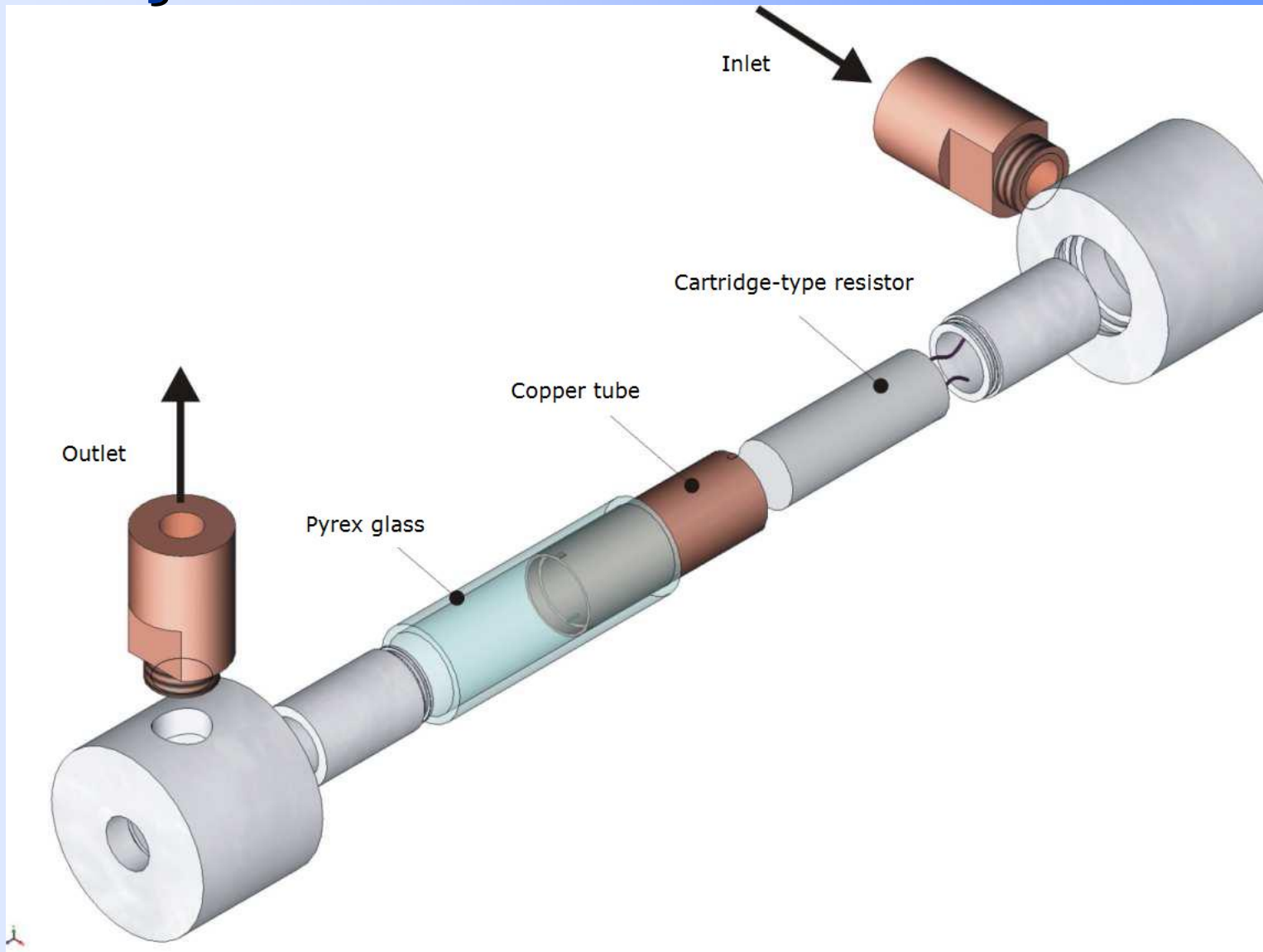


Mestrado de Evandro Rodrigo Dario (2008)

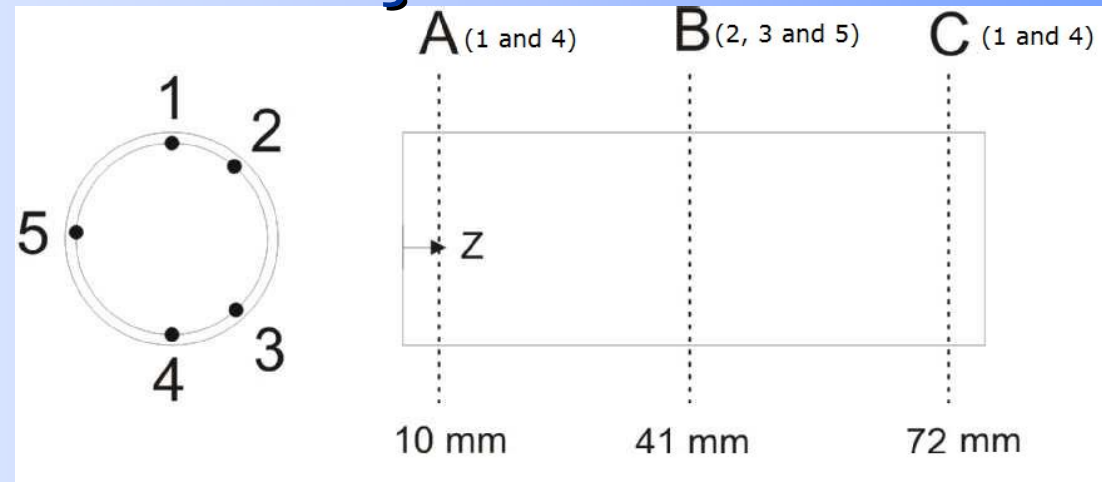


n-Pentano
 $G=253 \text{ kg/m}^2\text{s}$
 $q''= 25 \text{ kW/m}^2$

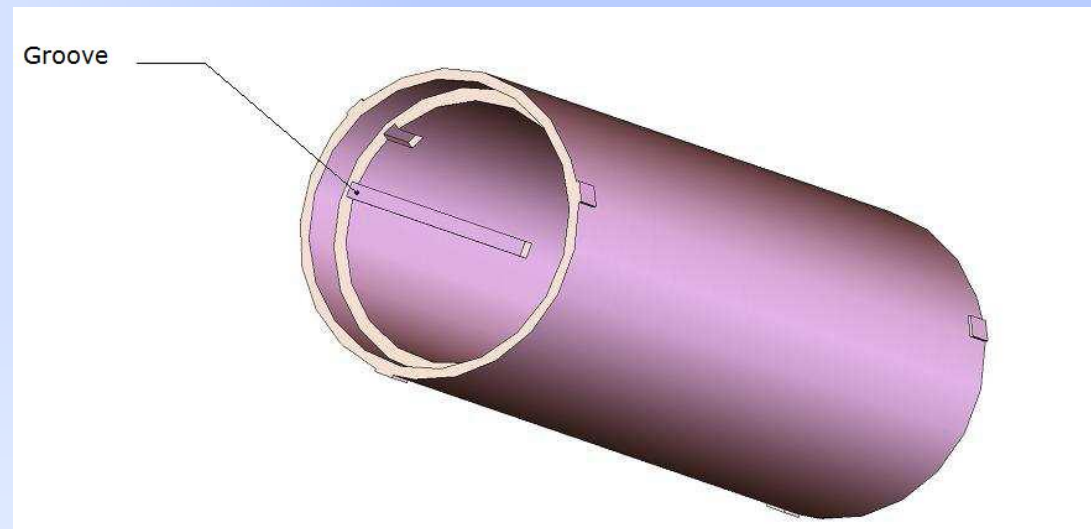
Seção de teste



Seção de teste

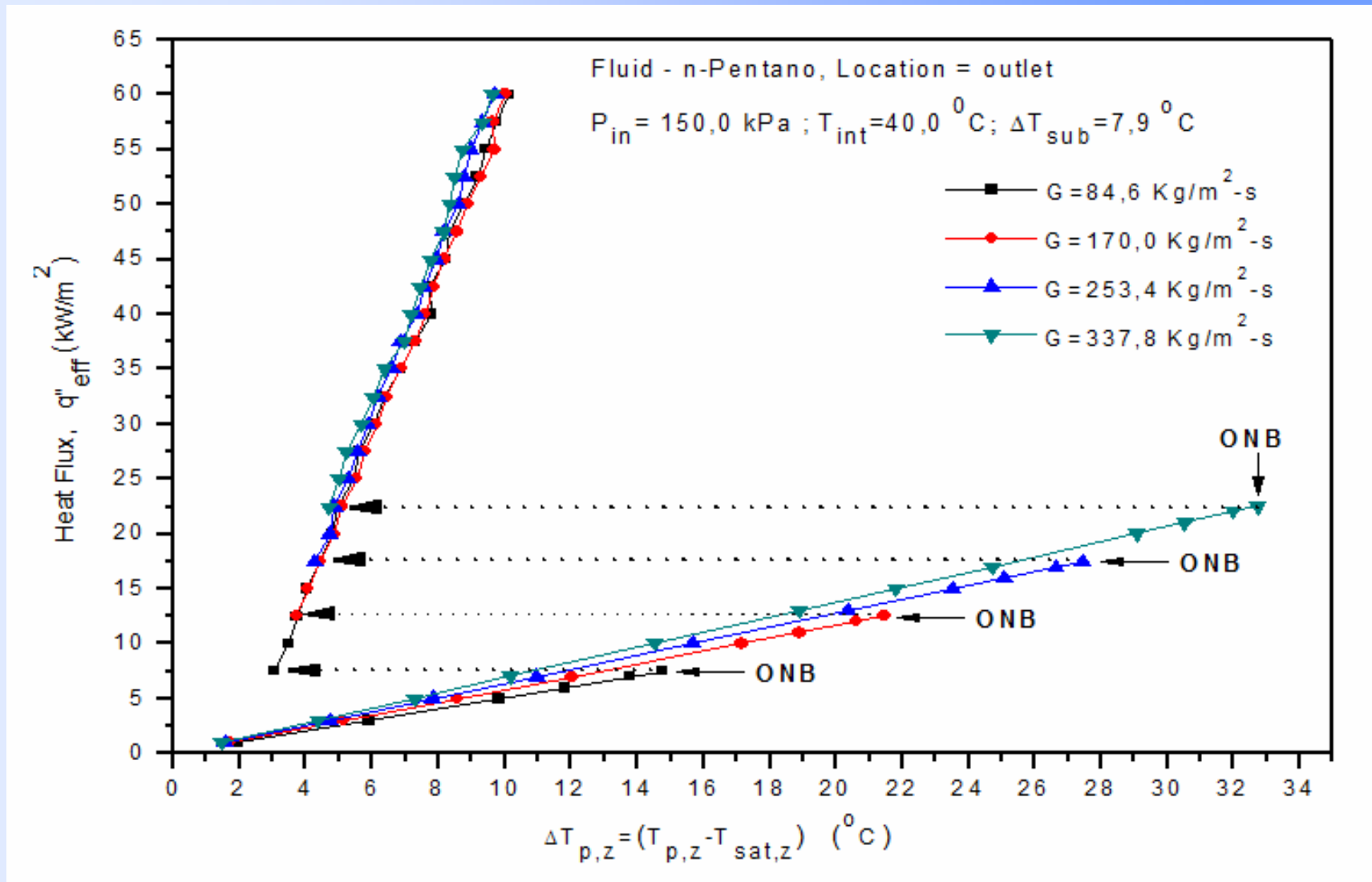


Localização dos termopares na seção de teste

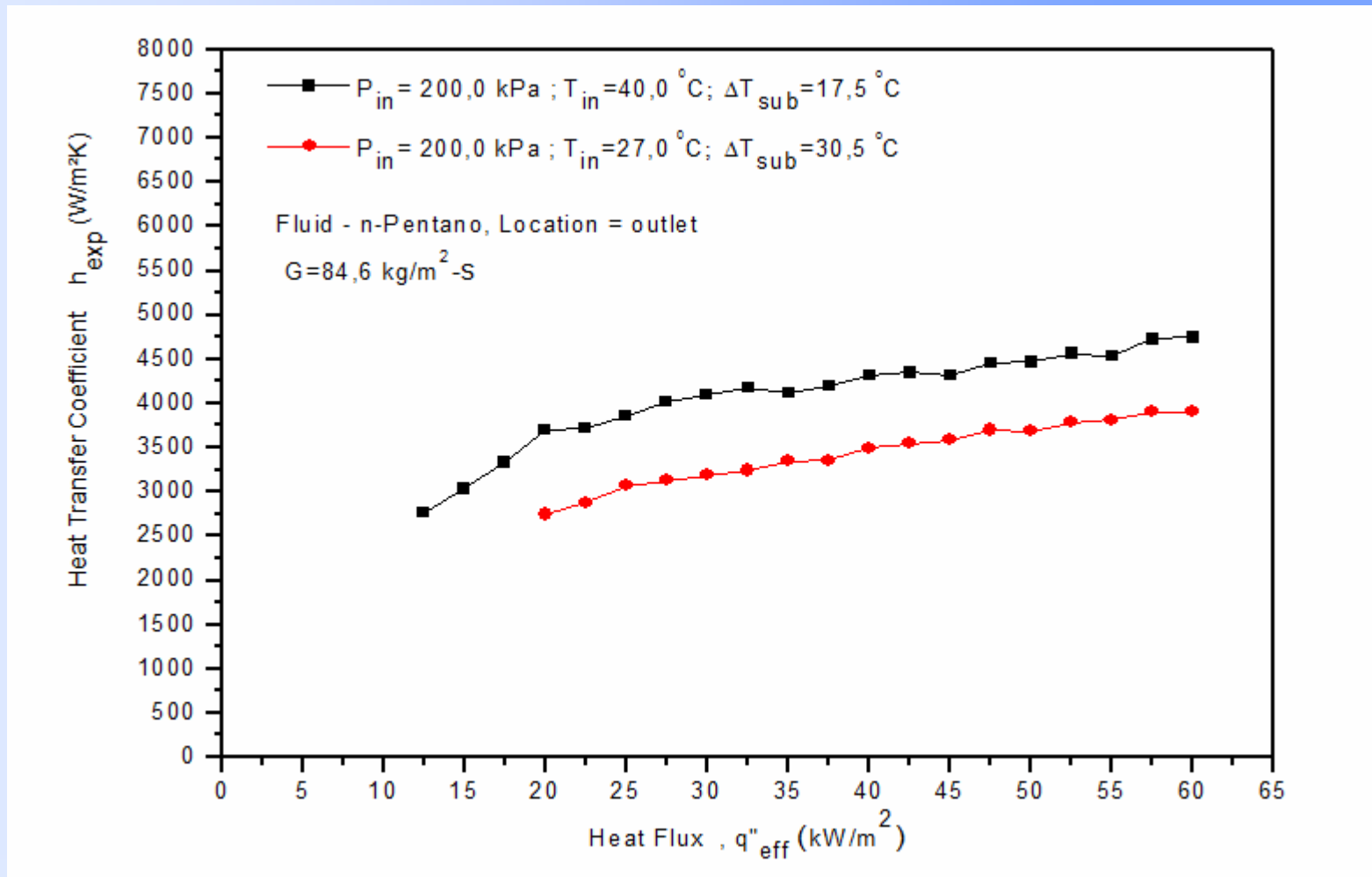


Tubo de cobre

Curvas de ebulição parciais



Coeficiente de transferência de calor em função do subresfriamento na entrada



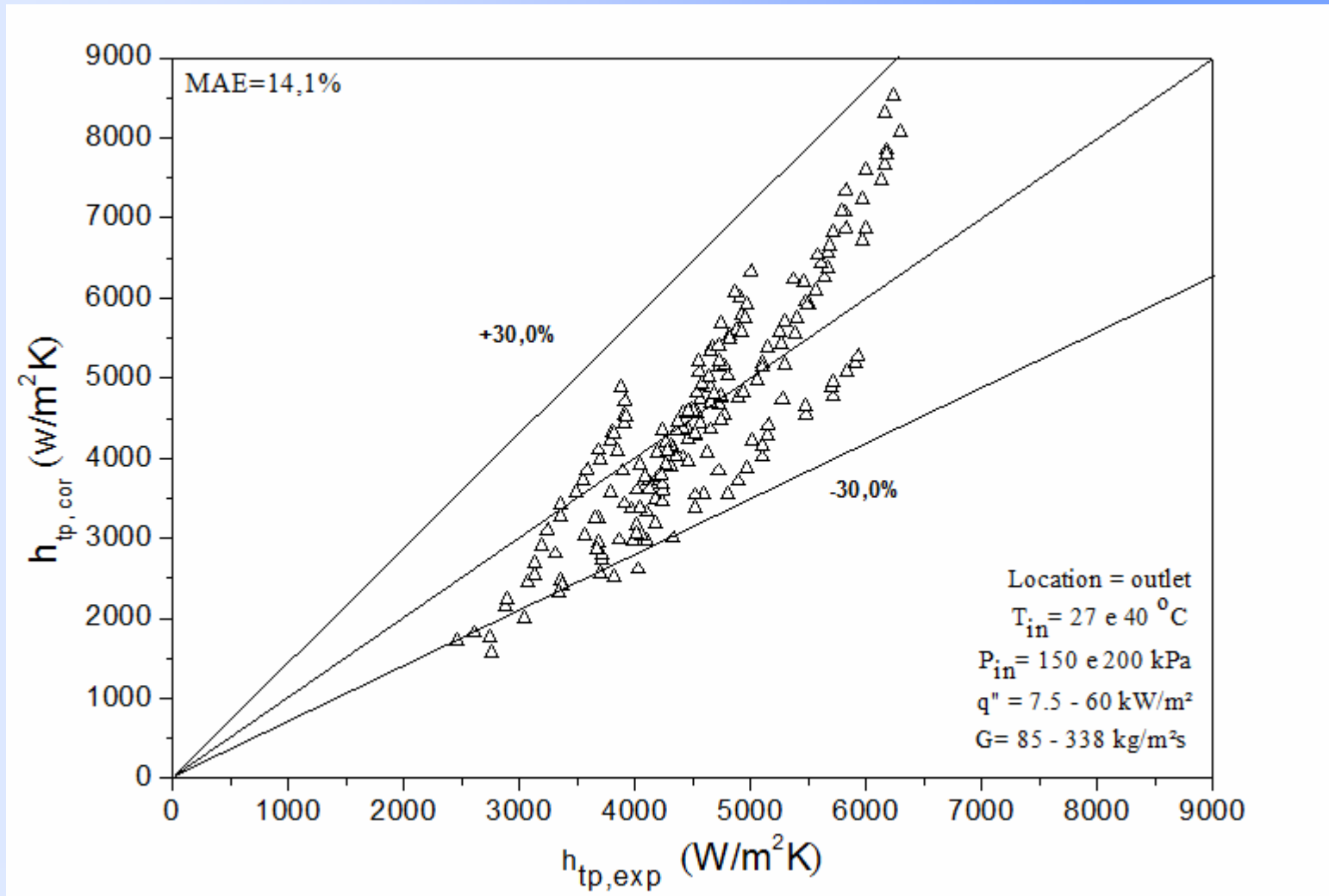
Comparação do h experimental com o calculado por meio de correlações

-Foi utilizada a correlação de Bai et al. (2003)
para canal de seção transversal anular.

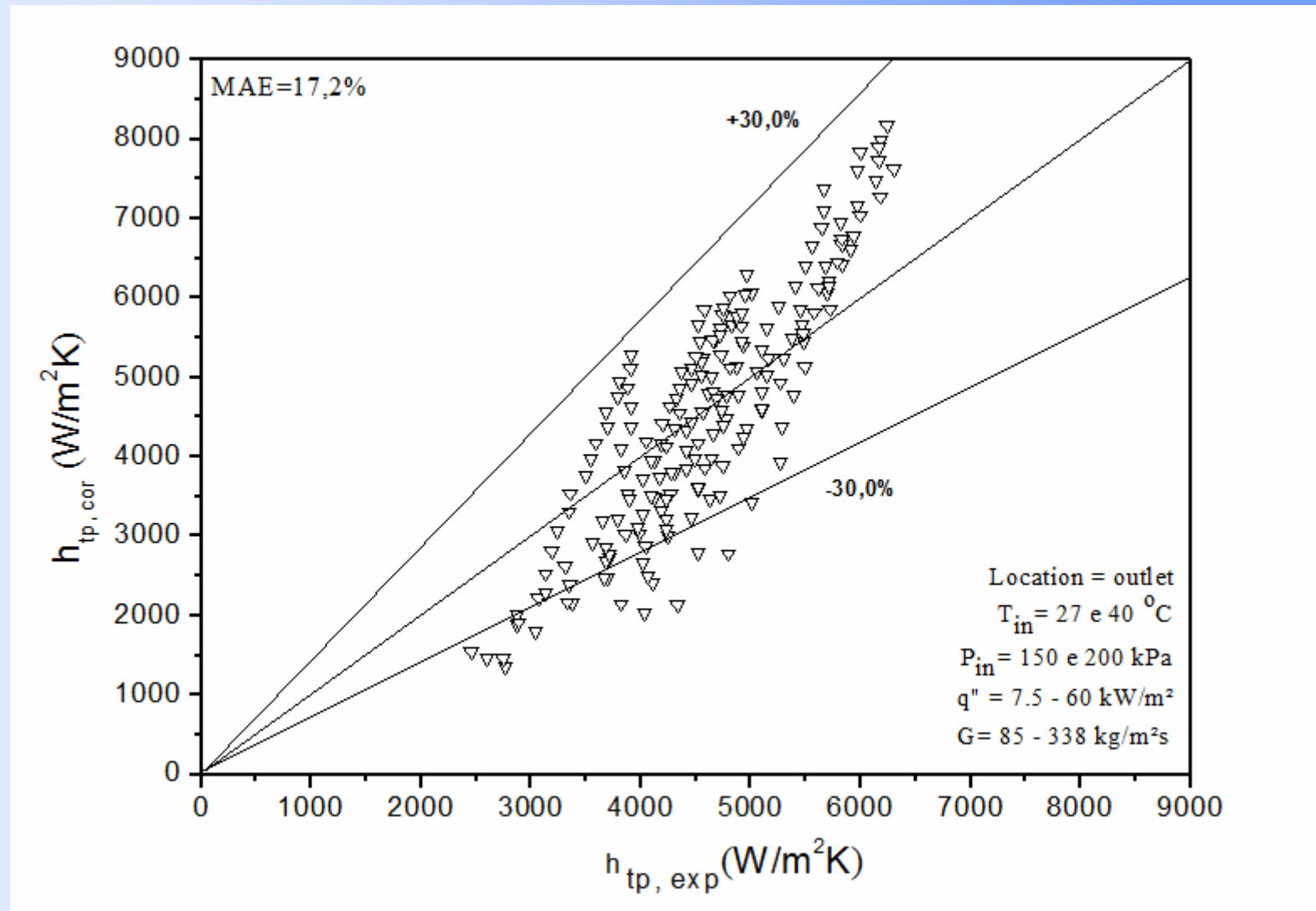
Em função do diâmetro equivalente:

$$D_{e,H} = \frac{4A_c}{P_H} = \frac{4 \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)}{\pi d_i} = \frac{(d_o^2 - d_i^2)}{d_i}$$

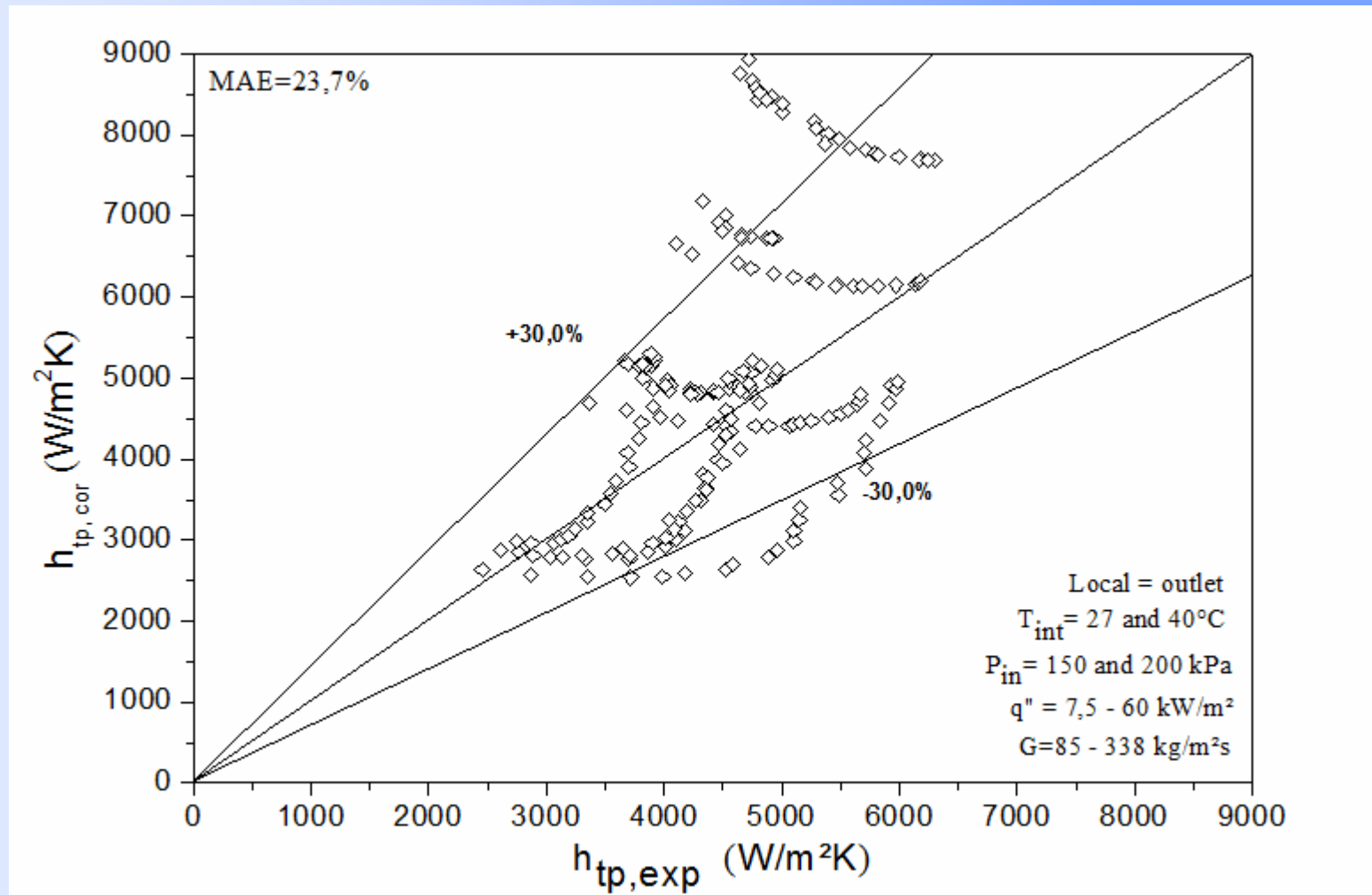
Correlação de Liu and Winterton (1991)



Correlação Steiner and Taborek (1992)



Correlação de Warrier et al. (1992)



Visualização do escoamento (1)

$$G = 148 \text{ kg/m}^2\text{s}$$



$$q'' = 10 \text{ kW/m}^2$$



$$q'' = 12,5 \text{ kW/m}^2$$



$$q'' = 15 \text{ kW/m}^2$$



$$q'' = 20 \text{ kW/m}^2$$

Visualização do escoamento (2)

$$G = 190 \text{ kg/m}^2\text{s}$$



$$q'' = 20 \text{ kW/m}^2$$



$$q'' = 25 \text{ kW/m}^2$$

À medida que a velocidade mássica, G , e o fluxo de calor aumentam tem-se **um escoamento mais instável**, com a **interface líquido-vapor menos definida**. Com o **aumento do fluxo de calor aumenta o número de sítios de nucleação ativos**. Ocorre tendência à estratificação de grandes bolhas de vapor na região superior do canal horizontal.

Visualização do escoamento (3)

$$G = 232 \text{ kg/m}^2\text{s}$$



$$q'' = 17,5 \text{ kW/m}^2$$



$$q'' = 20 \text{ kW/m}^2$$



$$q'' = 25 \text{ kW/m}^2$$



$$q'' = 30 \text{ kW/m}^2$$

Visualização do escoamento (4)

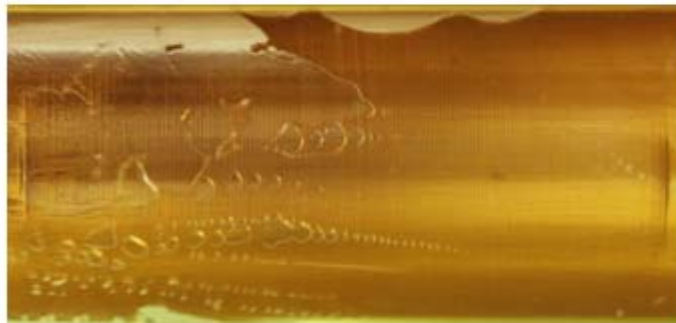
$$G = 274 \text{ kg/m}^2\text{s}$$



$$q'' = 20 \text{ kW/m}^2$$



$$q'' = 25 \text{ kW/m}^2$$



$$q'' = 30 \text{ kW/m}^2$$

A 7ª Conferência BOILING-2009

www.boiling2009.com.br

7th International Conference on Boiling Heat Transfer

ocorreu em
Florianópolis- Santa Catarina
3-7 Maio – 2009

**A 8ª ICBHT-BOILING-2012 acontecerá, na Suíça,
chair: Prof. John Thome, da EPFL**



Agradecimento aos órgãos financiadores





Muito obrigado pela atenção.

jpassos@emc.ufsc.br

<http://energetique-juliocesarpassos.blogspot.com>

www.lepten.ufsc.br



LEPTEN LABORATÓRIOS DE ENGENHARIA DE PROCESSOS
DE CONVERSÃO E TECNOLOGIA DE ENERGIA



13º ENCIT Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas
UFU-Uberlândia– 05-09/12/2010