

DIFUSÃO DO USO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO

**Novas Tecnologias em Troca-
dores de Calor para a Redução
da Carga de Fluido Refrigerante**

Recife, PE

28 de maio de 2009

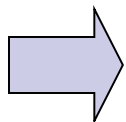
Coordenação: Ministério do Meio Ambiente e PNUD

Gherhardt Ribatski

***Grupo de Trocadores de Calor
Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos
Escola de Engenharia de São Carlos
Universidade de São Paulo***

■ Energia Limpa ???:

- Energia Eólica
- Energia Hidráulica
- Célula Combustível
- Energia Nuclear
-



Energia Ñ Gerada



■ Tópicos:

- Introdução;
 - Evaporação em Película Descendente (EPD);
 - Micro-Canais;
 - Conclusões;
-

Introdução

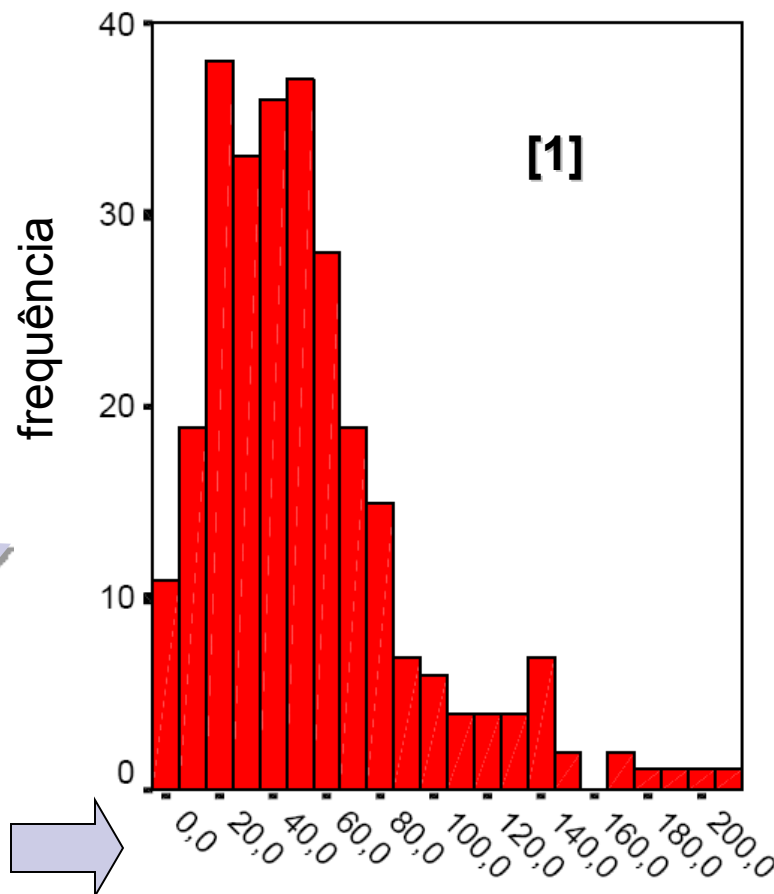
■ Sistemas Automotivos:

➔ **Maior Fonte de Emissão de R134a nos EUA [1]**

- **selo de vedação (compressor aberto);**
- **tubos flexíveis (rachaduras);**
- **conexões mecânicas (vibração);**

Estudo na UE com 276 automóveis

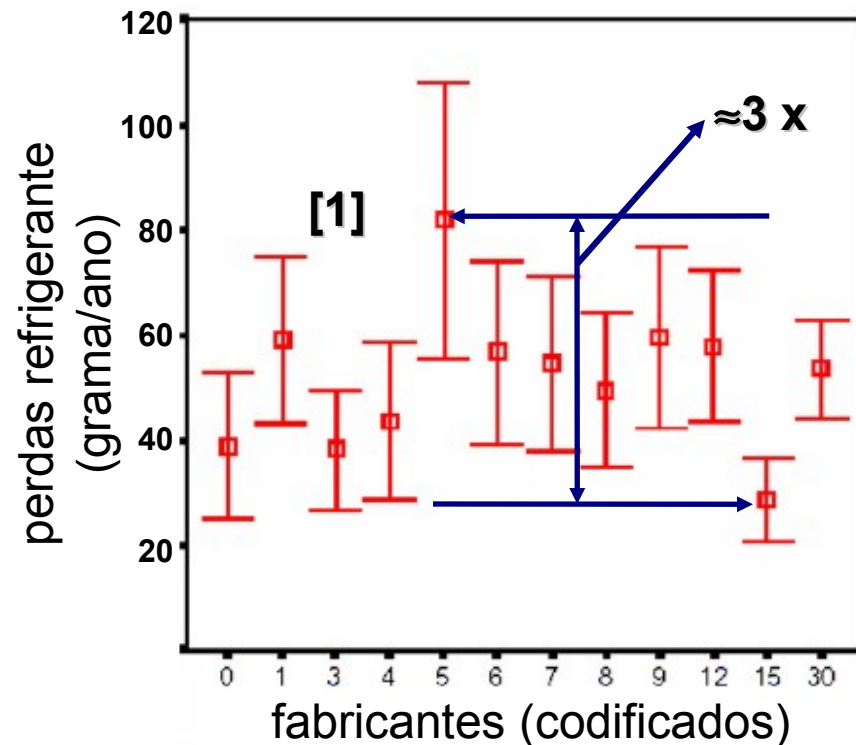
perda refrigerante (gramas/ano)



Sistemas Automotivos:

52,4 gramas/ano (6,9% da carga de refrigerante)

- sistemas pequenos ⇒ perdas reduzidas (6,5% / ano);
- sistemas grandes ⇒ perdas superiores (7,7% / ano);
- local (probabilidade de corrosão) e intensidade de uso ⇒ efeito marginal
- Diferenças entre fabricantes
- CO₂ ⇒ 3 - 15 MPa (435 - 2175)
- R134a ⇒ 0,2 to 1 MPa (29 - 145)



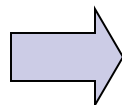
Califórnia (todas perdas)

80 gramas/ano [2]

Refrigeração Comercial:

→ Sistemas de Expansão Direta [3]

Carga em libras 6%
área em pol²



Loja de 5000 m² aproximadamente
1600kg de refrigerante

Perdas de refrigerante

Geralmente 30% / ano

Instalações ótimas 15% / ano

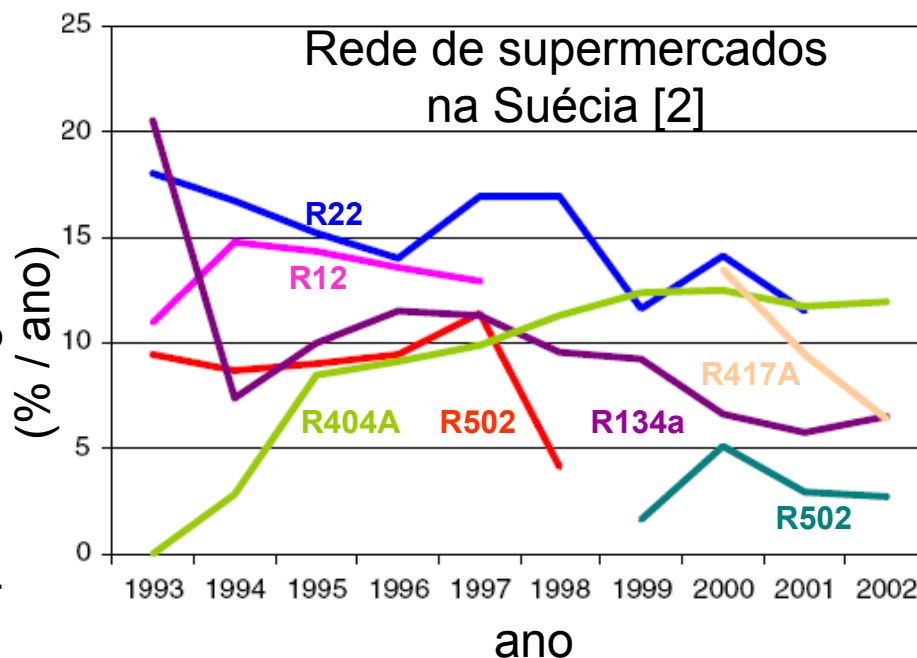
→ Sistemas distribuídos (self contained) [3]

<5% / ano

→ Sistemas secundário [3]

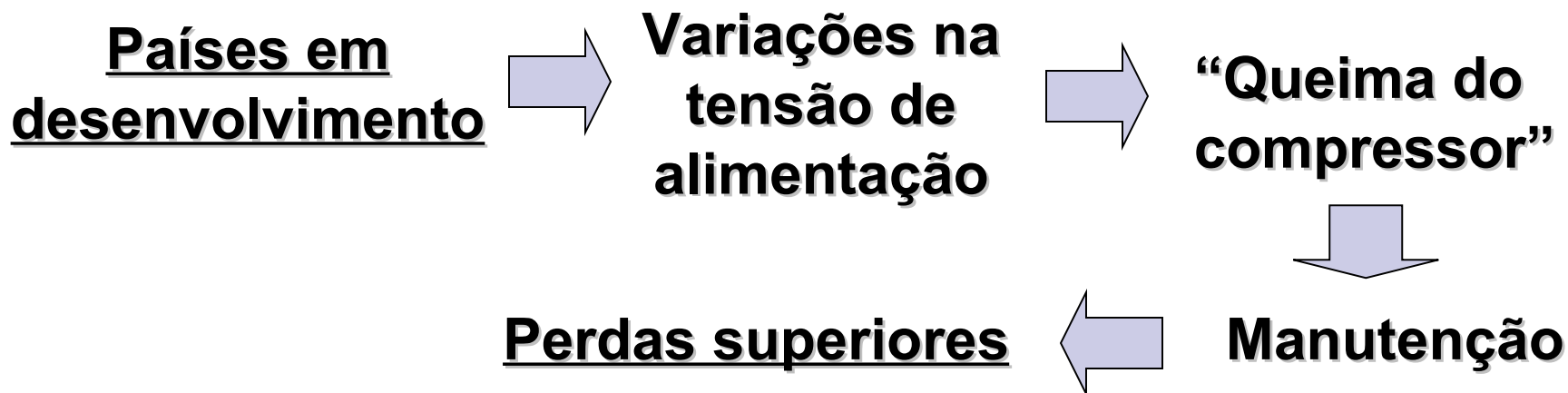
2% / ano

perdas refrigerante (% / ano)



■ Refrigeração Doméstica [3]:

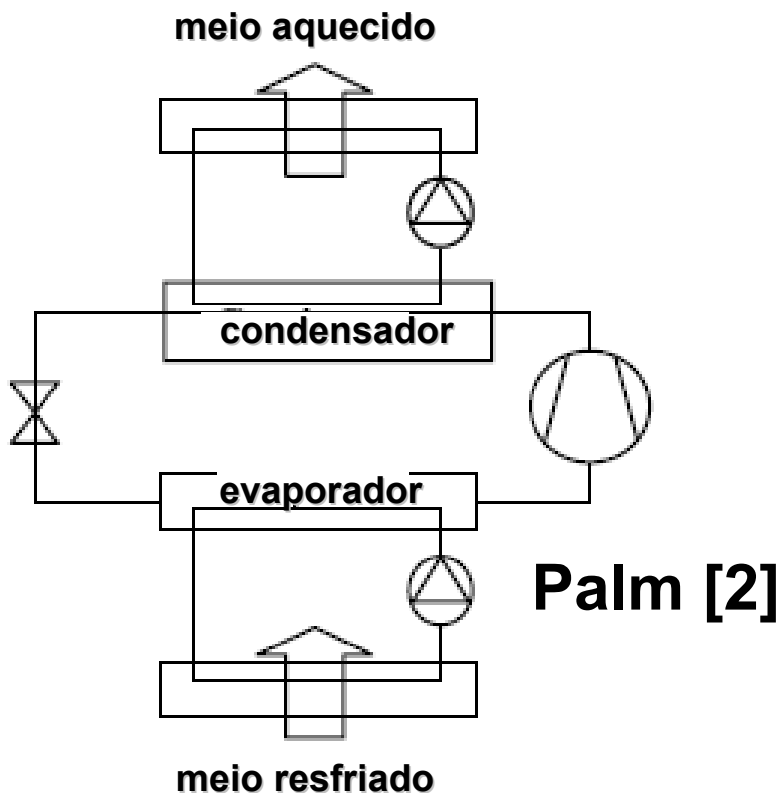
- sistemas hermeticamente fechados;
- perdas inferiores a 10% (lifetime).



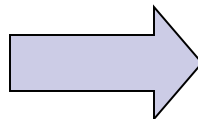
■ Chillers [3]:

- perdas inferiores a 1% (lifetime).

■ Fluido Secundário:



583 kg de CFC



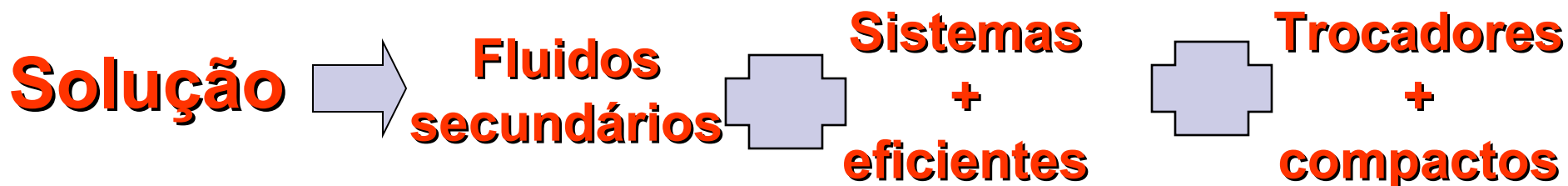
22 kg de HFC

■ Concluindo:

- vazamentos de refrigerantes são inevitáveis independentemente HFC ou refrigerante natural;
- as perdas são reduzidas através do decréscimo do inventário de refrigerante

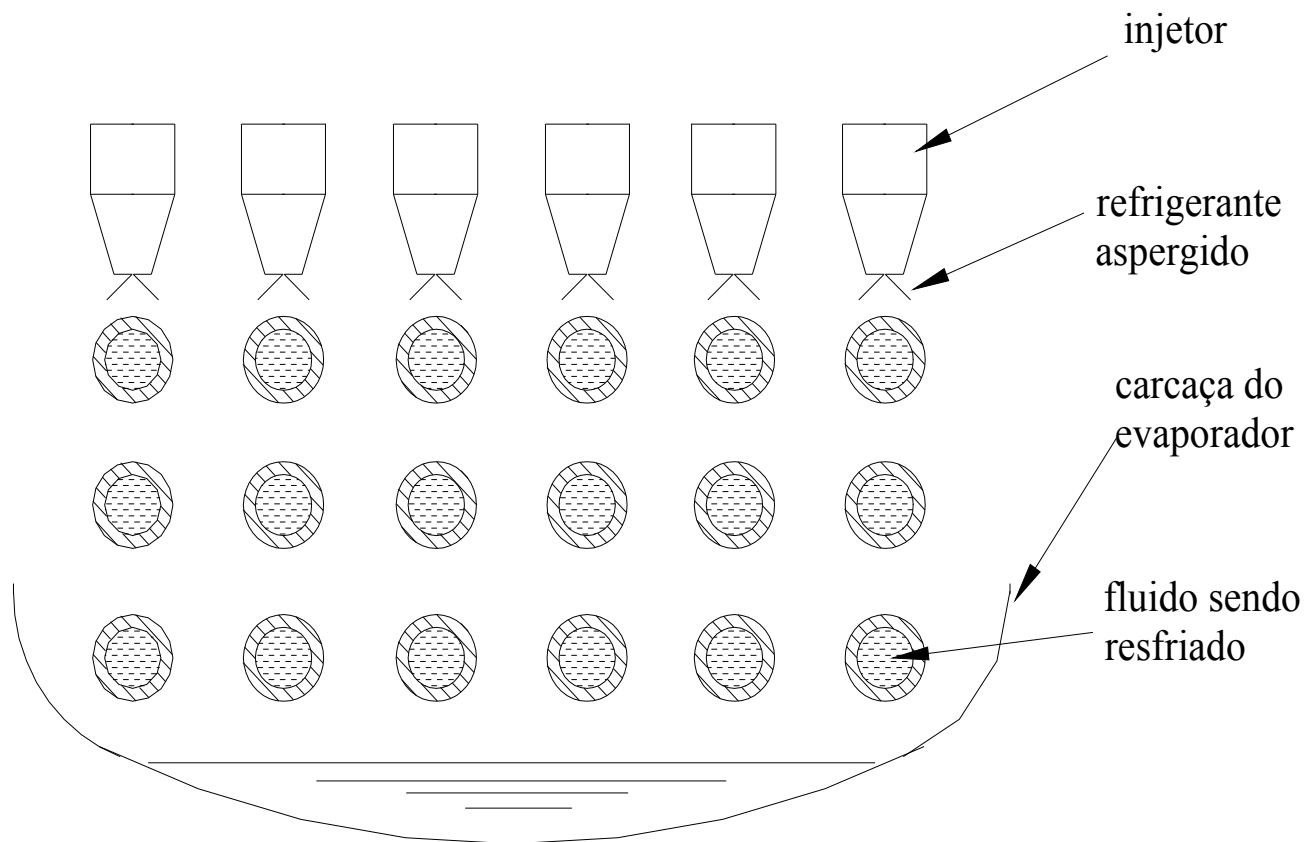


- inventário de refrigerante concentra-se nos trocadores



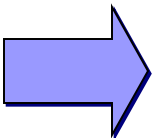
Evaporadores Tipo Película Descendente

■ Evaporador Tipo Película Descendente (EPD):



Saiz-Jabardo [4]

■ EPD vs. Evaporadores Inundados:

- coeficiente de troca superior;
 - inventário reduzido;
 - perda de carga desprezível
- 
- redução do tamanho do trocador
 - redução de custos iniciais e operacionais
 - ampliação para o uso de refrigerantes considerados tóxicos

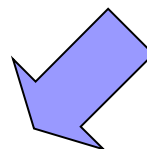
Entretanto!!!!!!

secagem da superfície

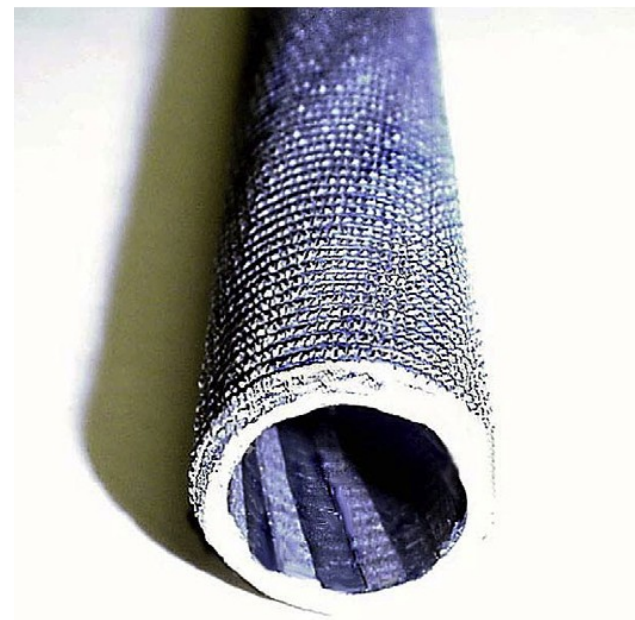
redução drástica do desempenho do trocador

■ EPD vs. Evaporadores Inundados:

Comparação entre um EPD com capacidade de 3168 kW e um evaporador inundado equivalente, Ayub [5]

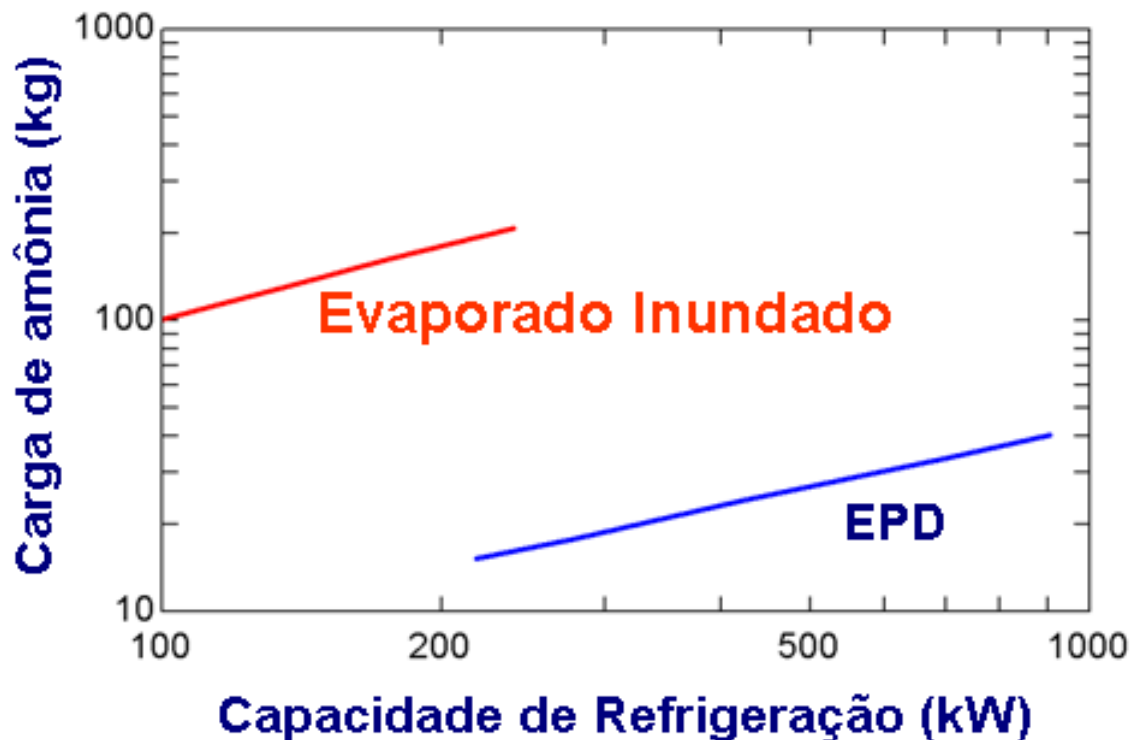


Características	Unidade EPD existente	Evaporador Inundado Convencional
Diâmetro carcaça, mm (pol)	1219 (48)	1524 (60)
Comprimento tubo, mm (pés)	5182 (17)	7315 (24)
Diâmetro ext. tubo, mm (pol)	19 (0,75)	32 (1,25)
No de passes	2	8
Δp , bar (psi)	0,52 (7,5)	0,76 (11)
Carga de amônia, g/kW (lb/TR)	64 (0,5)	1290 (10)



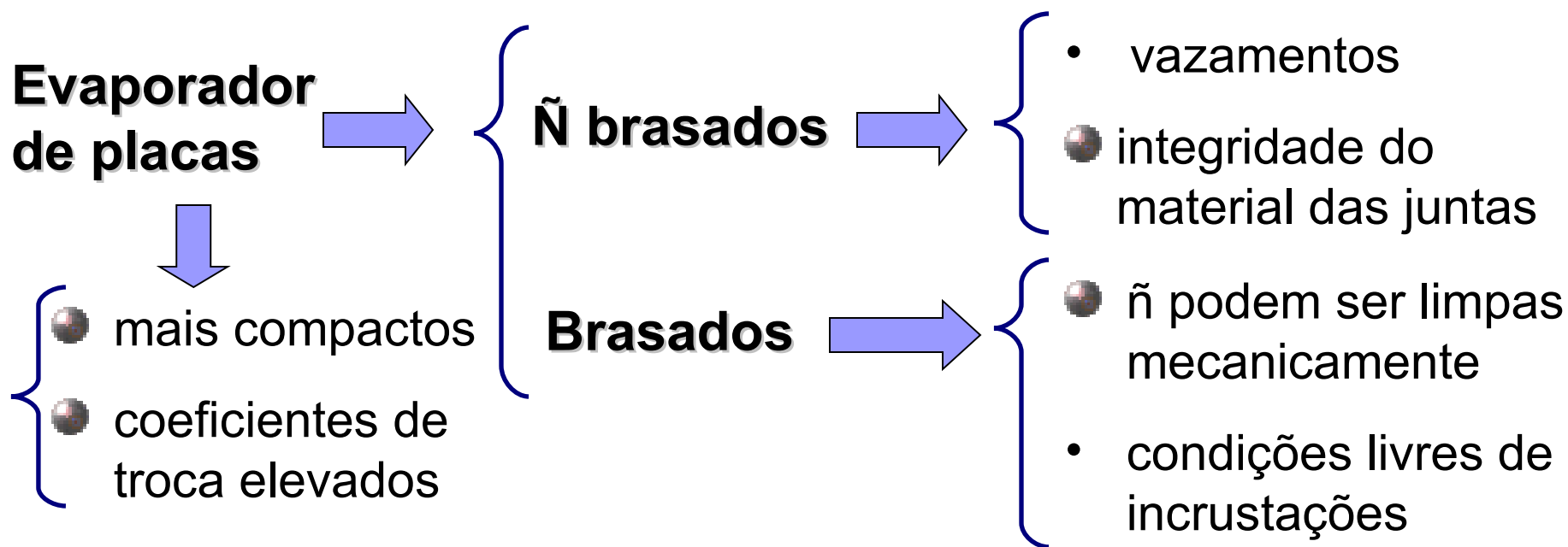
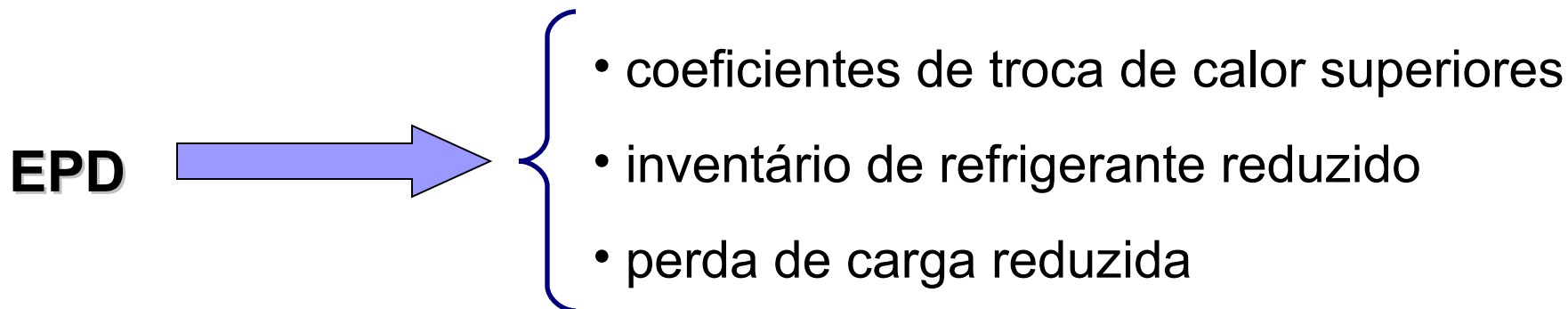
superfície intensificadora em aço carbono, Ayub [5]

■ EPD vs. Evaporadores Inundados:



Gonzalez-Garcia, Saiz-Jabardo e Stoecker [6]

■ EPD vs. Evaporadores Inundados:



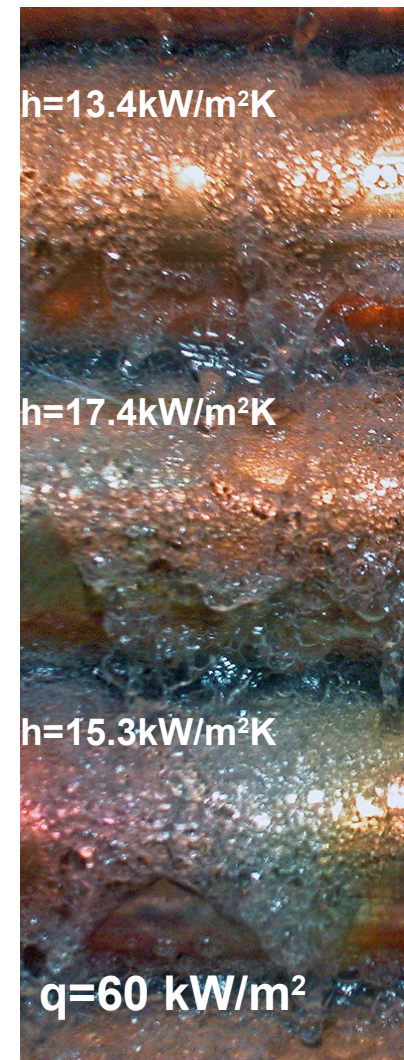
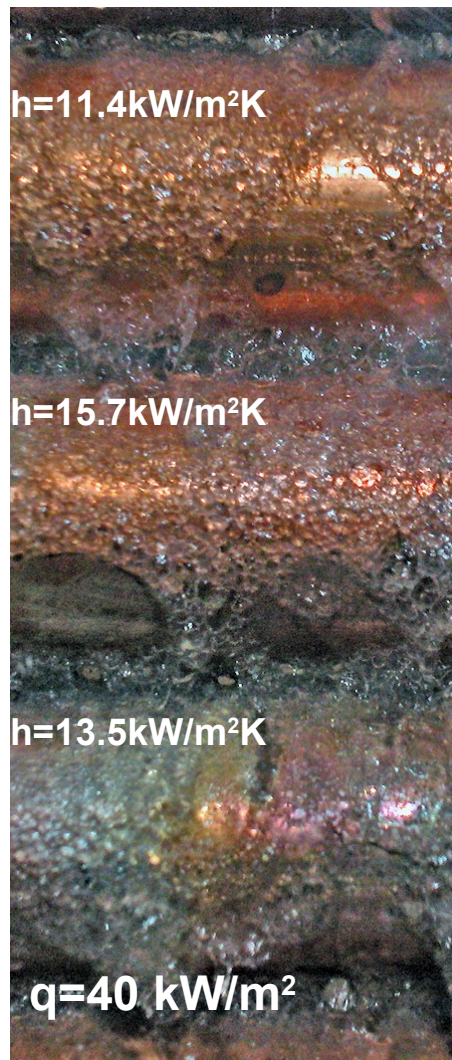
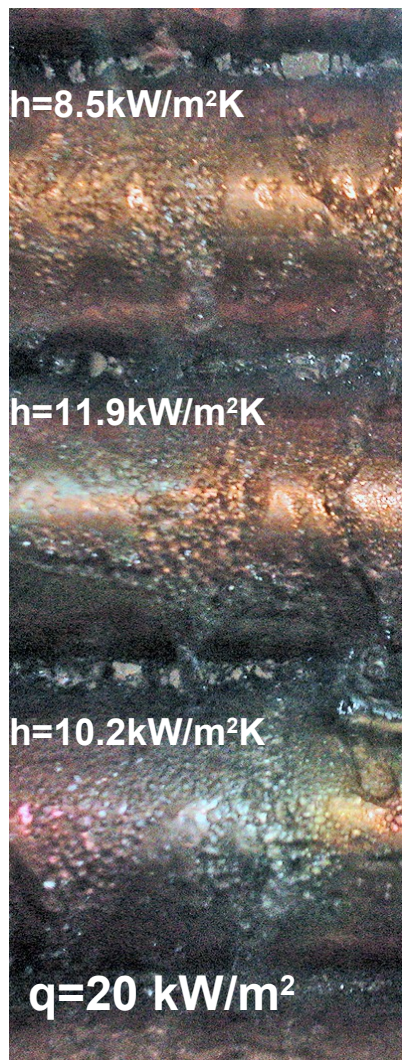
■ Valores para Alguns Coeficientes de Troca:

Ribatski [7]

<i>Mecanismo</i>	<i>Condições</i>	<i>h (kW/m².K)</i>
Convecção Natural	Ar, tubo, D=25,4mm	$3 \cdot 10^{-3}$
Convecção Natural	Água, tubo, D=25,4mm	0,2
Convecção Forçada	interior de um tubo p/ H ₂ O, Re=60.000	7,7
Convecção Forçada	interior de um tubo p/ ar v=7m/s,	$37 \cdot 10^{-3}$
Condensação	p/ R-134a, tubo, D=25,4mm	3,7
Ebulição Nucleada	superfície lisa H ₂ O, $\Delta T=7^{\circ}\text{C}$, $T_{sat}=100^{\circ}\text{C}$,	1,8
Ebulição Nucleada	Turbo-B, R-134a	7,9
Ebulição Convectiva	R-134a, $D_{ext}=10,9\text{mm}$, $G=300\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $x=0,6$	2,2

■ Coeficiente de Troca em EPDs:

Tubo liso -
R134a,
 $T_{sat} = 5^{\circ}\text{C}$ e
 $\Gamma = 250 \text{ g/ms},$
Ribatski e
Thome [8]



■ Coeficiente de Troca em EPDs:

Gewa-B -

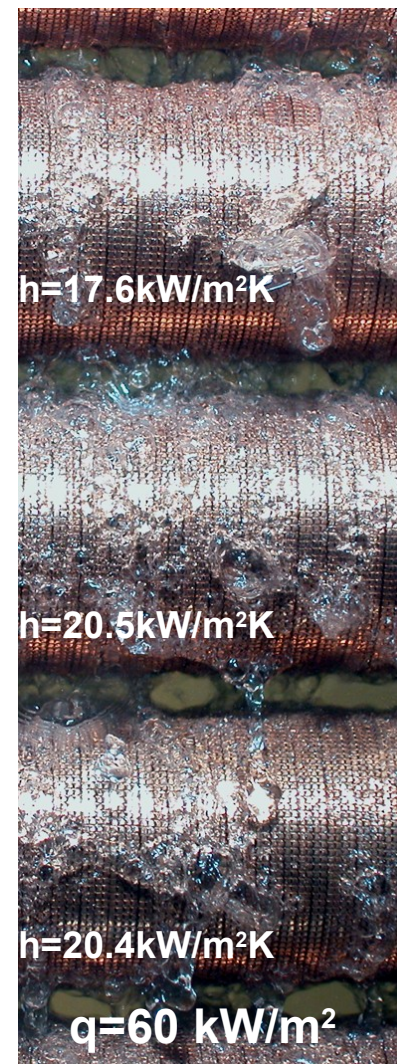
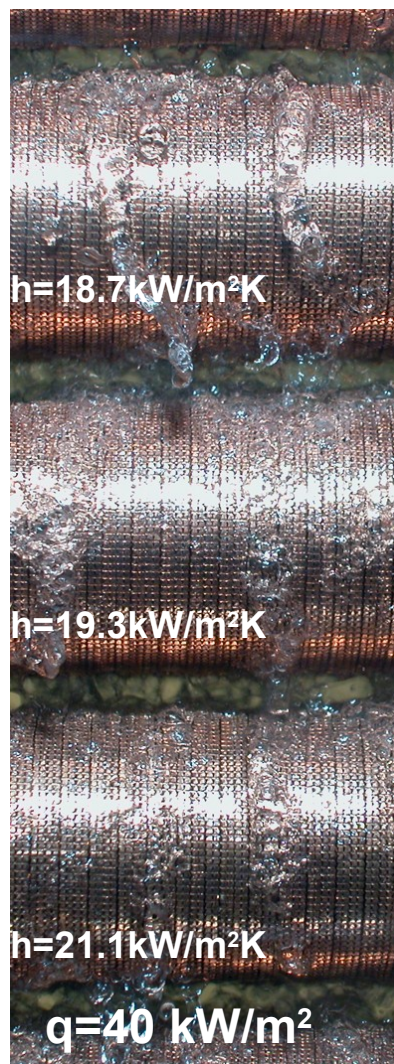
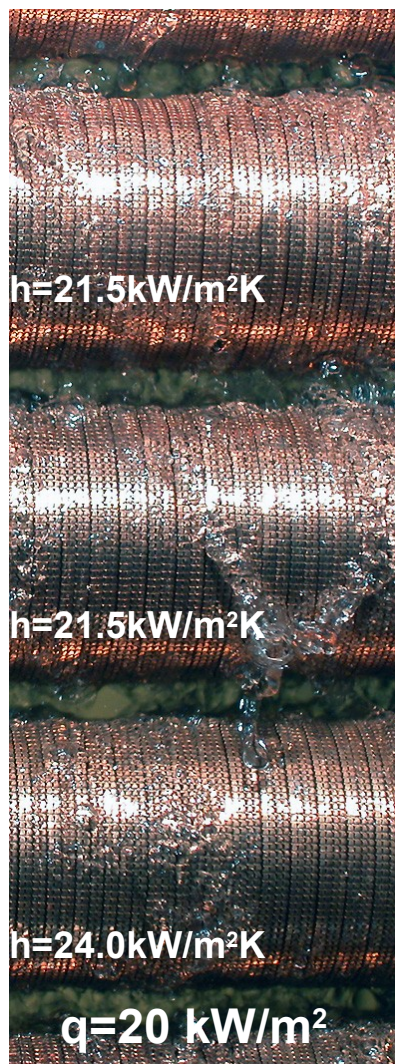
R134a,

$T_{sat} = 5^\circ\text{C}$ e

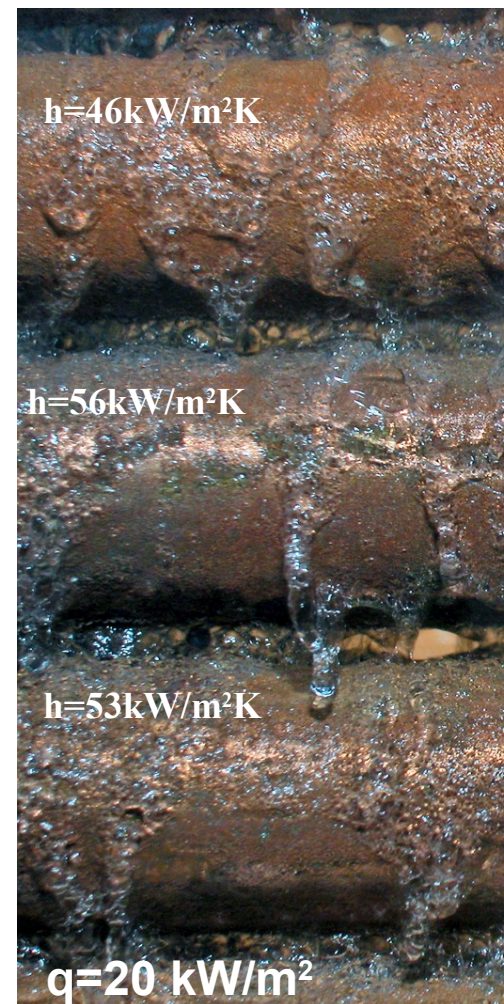
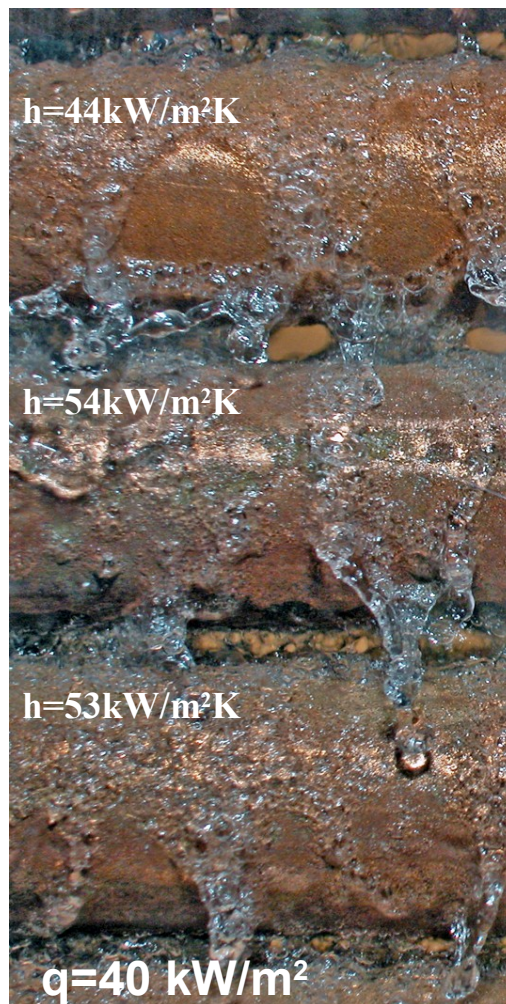
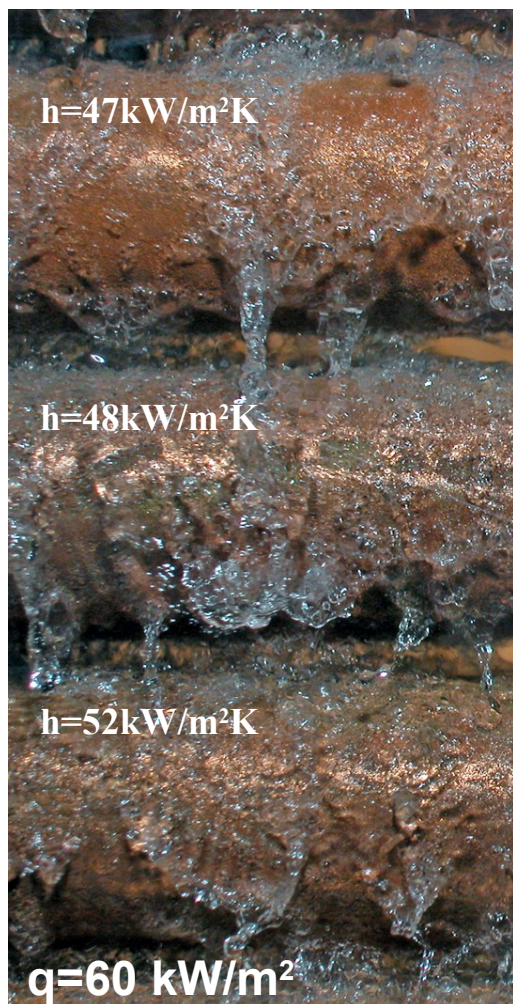
$\Gamma = 250$ g/ms,

Ribatski e

Thome [8]



■ Coeficiente de Troca em EPDs:

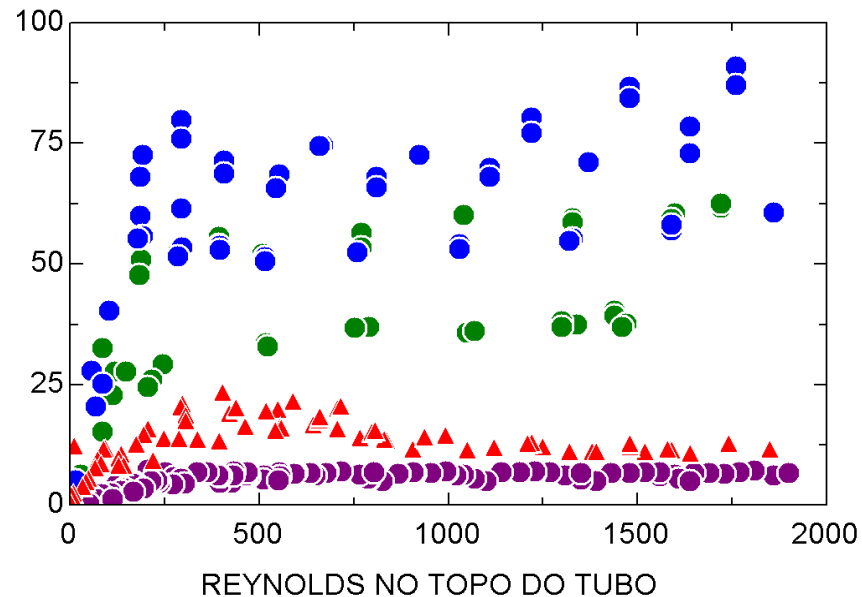
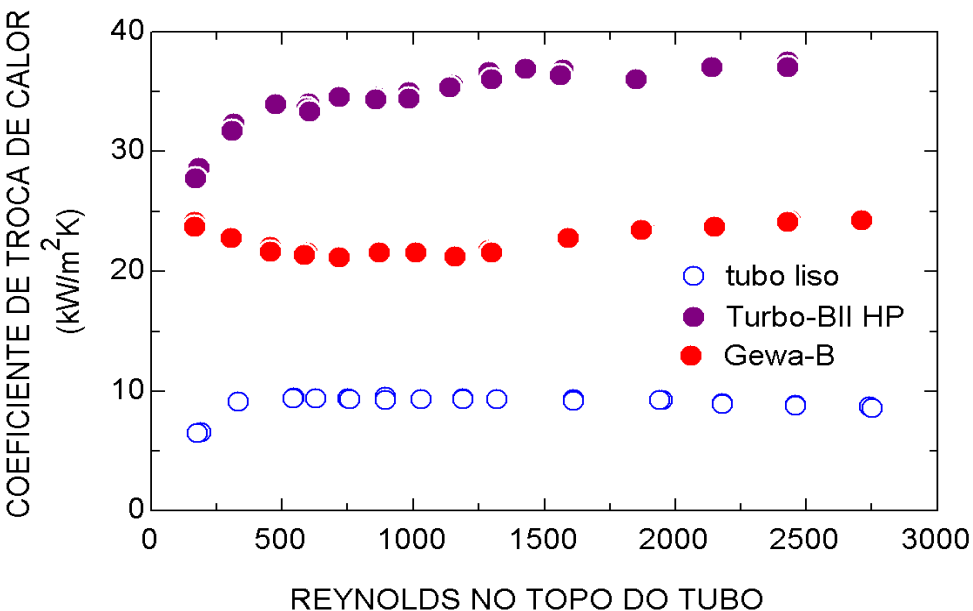


High-Flux, Hitachi - R134a, $T_{sat}=5^{\circ}\text{C}$ e $\Gamma=250$ g/ms, Ribatski e Thome [8]

■ Coeficiente de Troca em EPDs:

$s=22.3\text{mm}$, $D=19\text{mm}$, R134a, $T_{sat}=5^\circ\text{C}$,
 $q=20\text{kW/m}^2\text{K}$

$s=22.3\text{mm}$, $D=19\text{mm}$, R236fa, $T_{sat}=5^\circ\text{C}$,
 $q=20\text{kW/m}^2\text{K}$



Turbo-EDE2 ● tubo liso ▲ Gewa-C+LW ● Gewa-B4

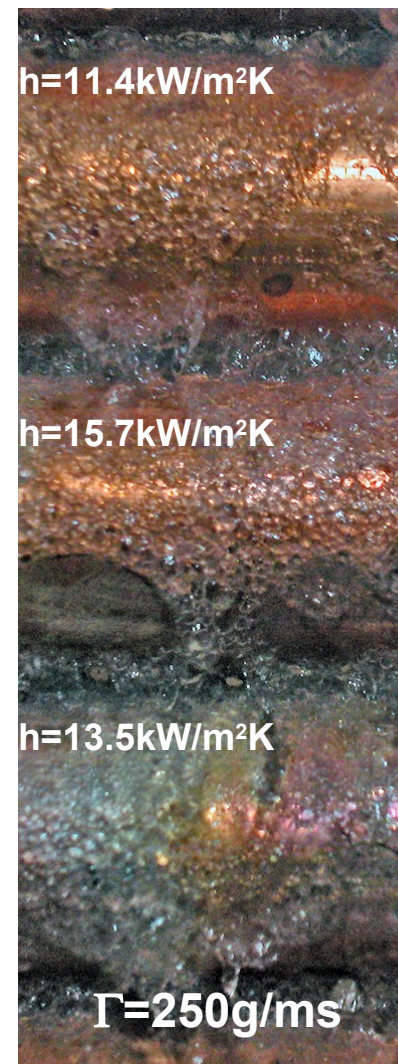
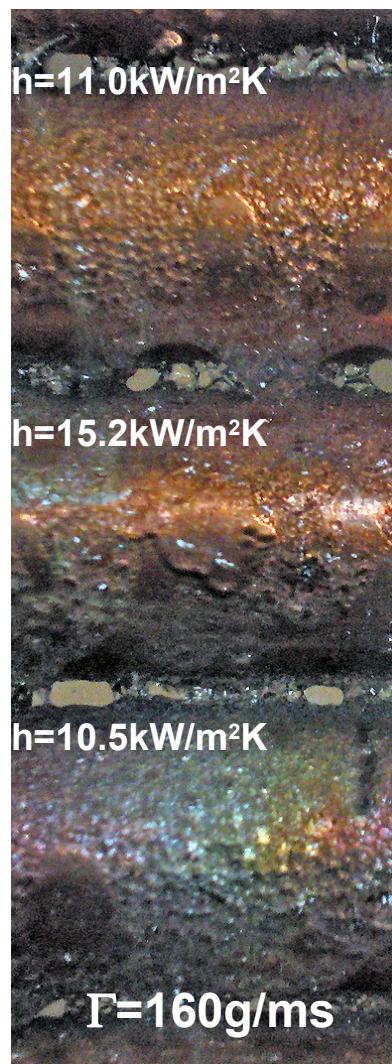
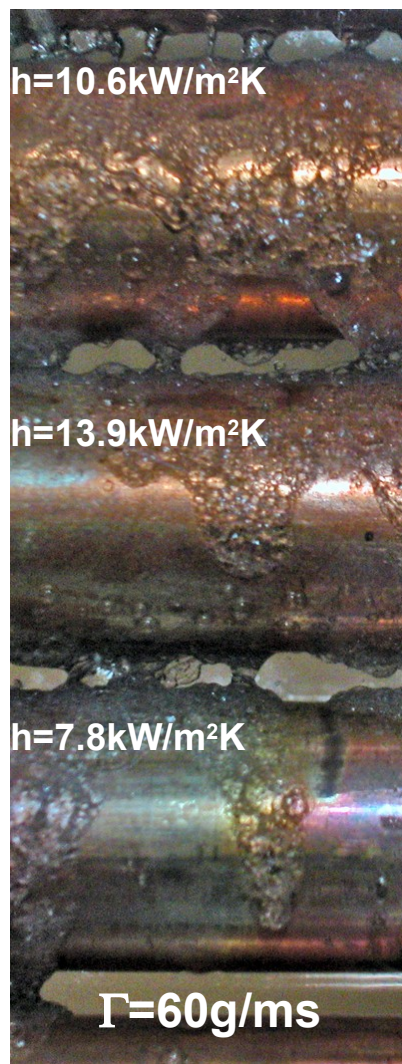
Roques e Thome [9]

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu}$$

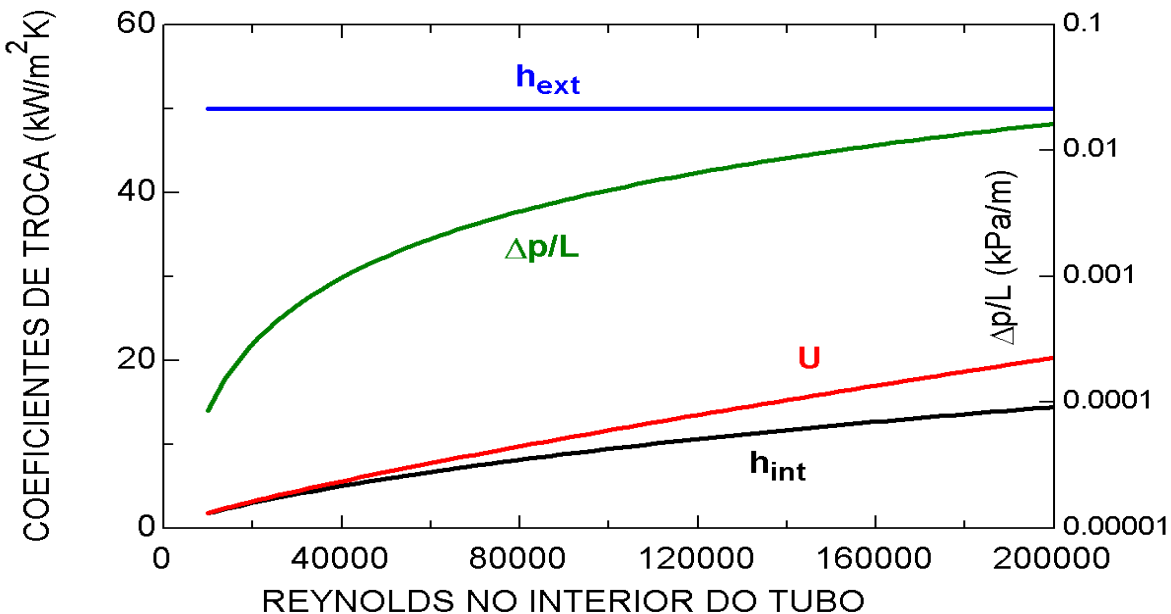
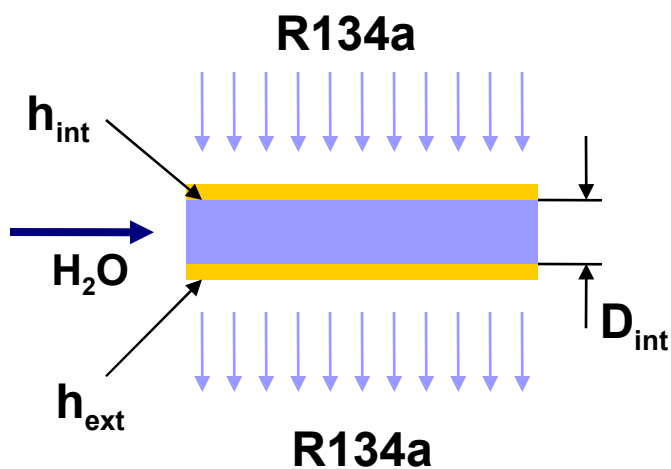
Habert [10]

■ Secagem de Parede:

Tubo liso,
R134a,
 $T_{sat} = 5^{\circ}\text{C}$ e
 $q = 40\text{kW/m}^2$,
Ribatski e
Thome [8]

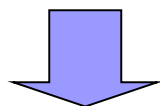
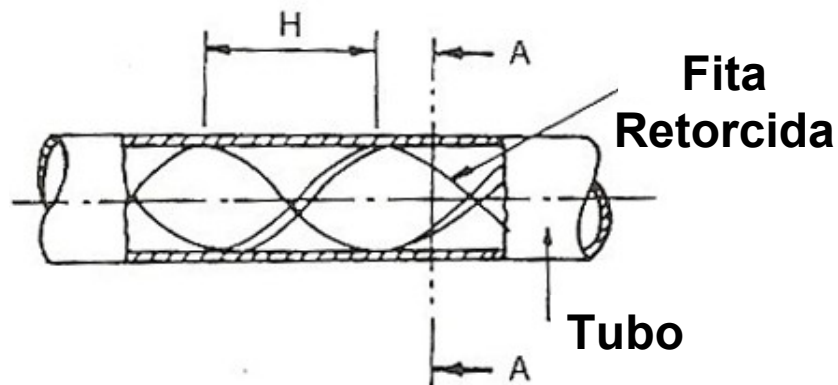


■ Análise Coeficiente de Troca Interno:



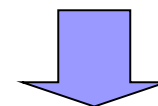
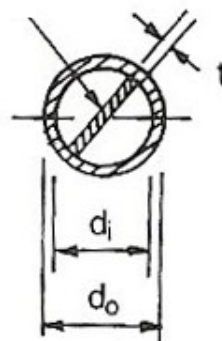
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} \rightarrow \mathbf{50 \text{ kW/m}^2\text{K}}$$

■ Técnicas para Intensificação da Troca Interna:



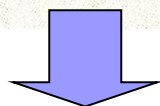
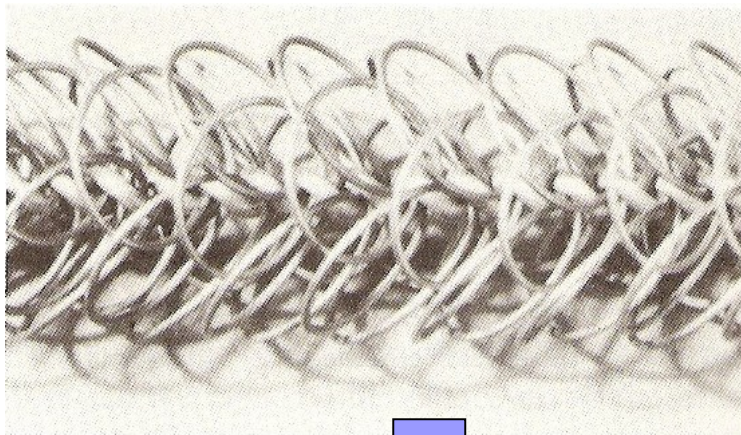
- redução do D_h
- escoamento espiral e incremento da velocidade tang.
- perda de carga elevada

Webb [12]



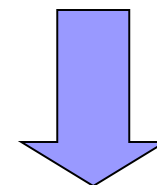
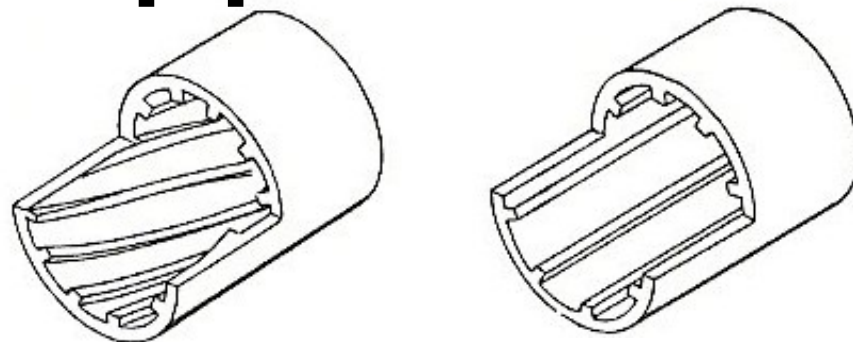
- superfícies extrudadas
- maior área transferencia
- bom contato \Rightarrow fita = aleta

■ Técnicas para Intensificação da Troca Interna:



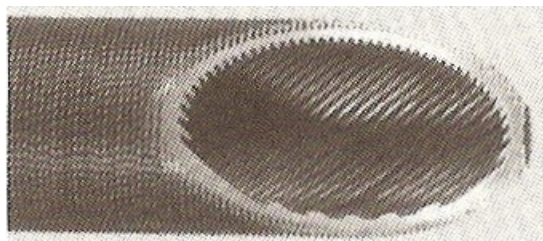
- pouco contato com a parede do tubo
- perda de carga elevada
- escoamento laminar +

Webb [12]



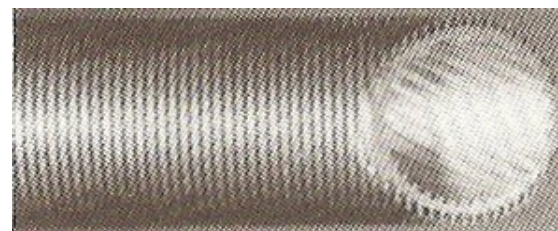
- incremento área de troca
- eleva transferência de calor
- eleva perda de carga

■ Técnicas para Intensificação da Troca Interna:

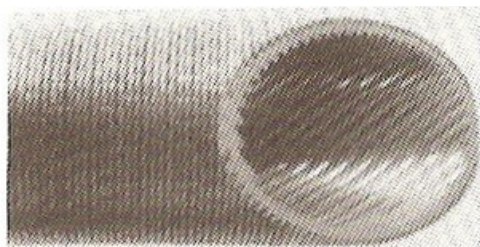


Turbo-C

h/h_p
1,40 a 3,75

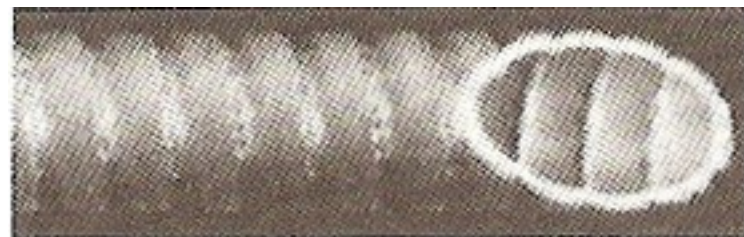


GEWA-SC



Carrier Super-B

f/f_p
1,40 a 4,63

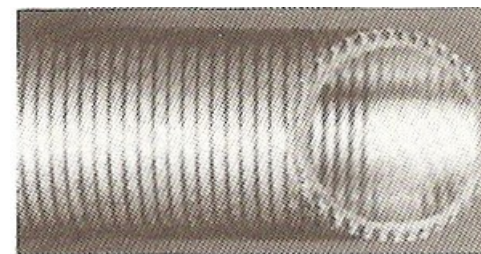


Hitachi Thermoexcel-CC



Sumimoto Tred-26D

Webb [12]



GEWA-TW

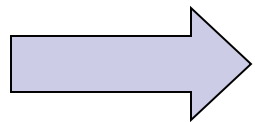
■ Bancada para Avaliação de Técnicas para Intensificação da Troca Interna:



EESC-USP

Micro - canais

■ Centros de Processamento de Dados:

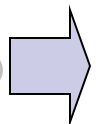


- 4% consumo energia elétrica EUA

Década de 90

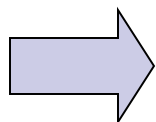
Atualmente

Custo

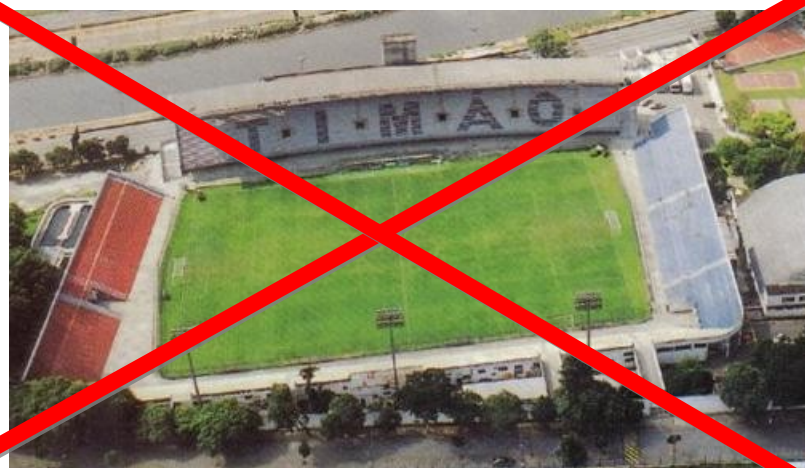


- 70% ⇒ Eq. Informática
- 30% ⇒ Eq. Auxiliar

- 70% ⇒ Eq. Informática
- 30% ⇒ Eq. Auxiliar



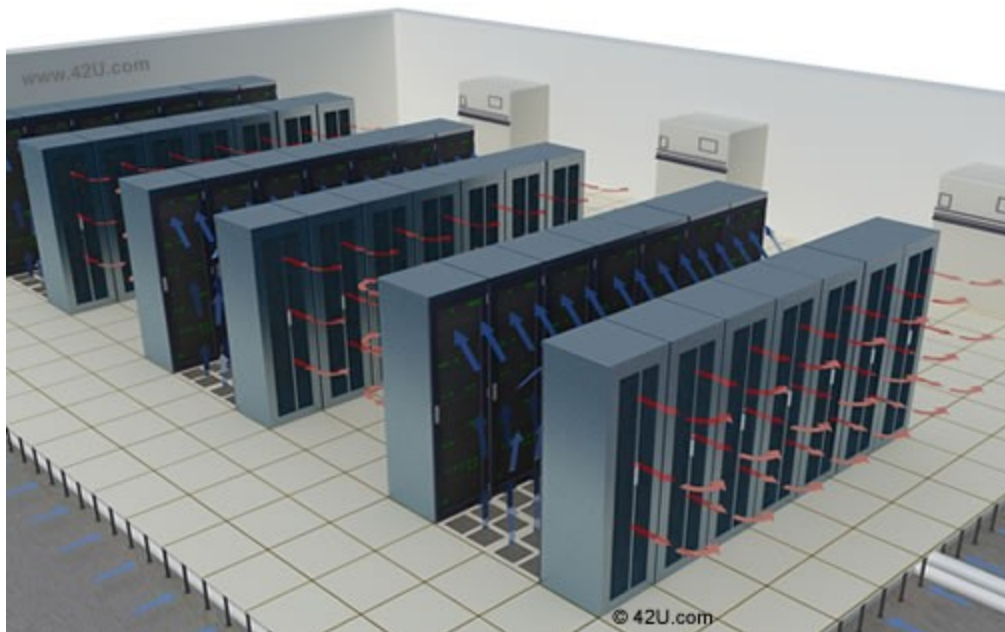
- 2 Estádios de Futebol



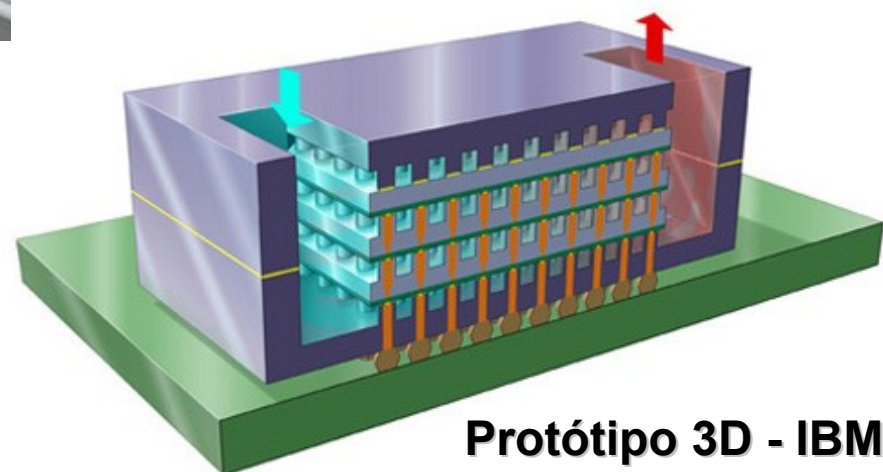
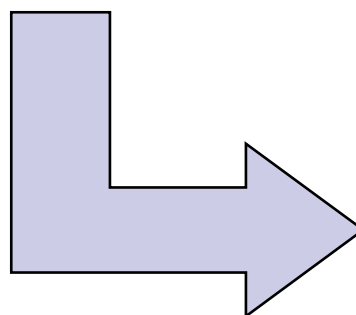
■ Centros de Processamento de Dados:



■ Centros de Processamento de Dados :

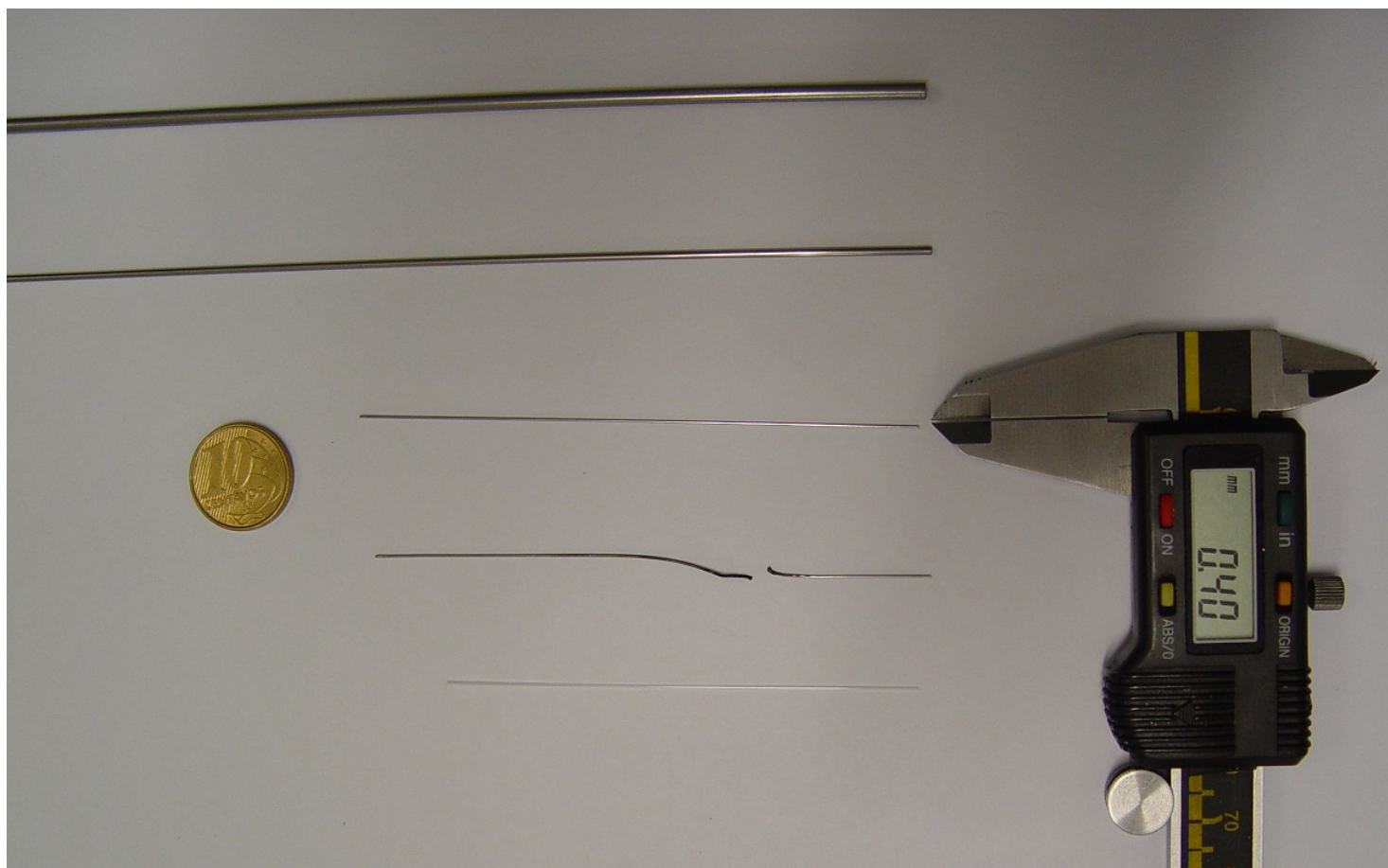


← Solução Atual

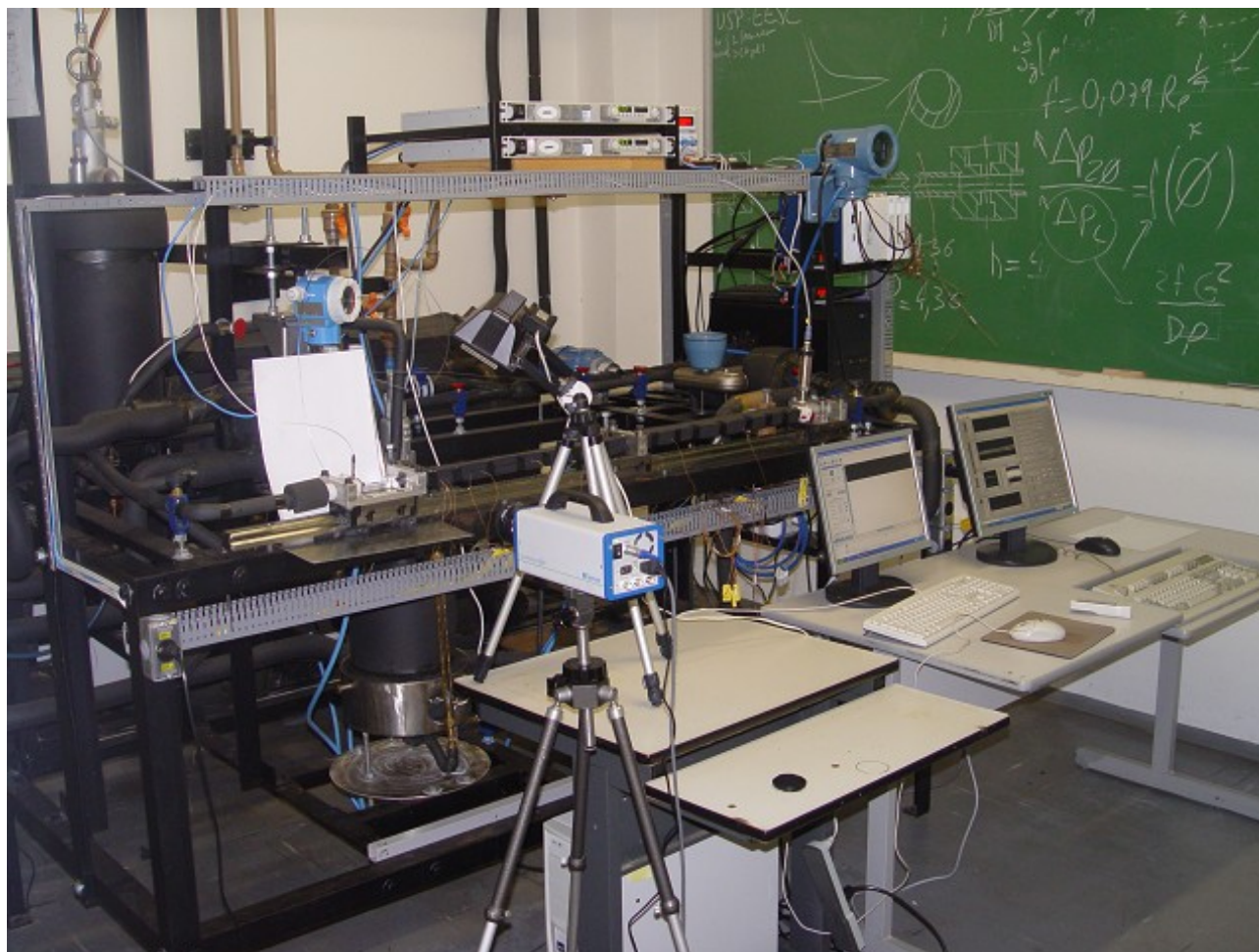


Protótipo 3D - IBM

■ Micro-canais em Estudo na EESC-USP:



■ Micro-canais em Estudo na EESC-USP:



■ Definições de Microcanais:

■ Mehendal et al.[13]

- micro-canais (1 a 100 μ m);
- **meso-canais (100 μ m a 1mm),**
- macro-canais (1 a 6mm)
- canais convencionais (Dh>6mm)

■ Kew e Cornwell [14]

$$D_{tr} = 2 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$$

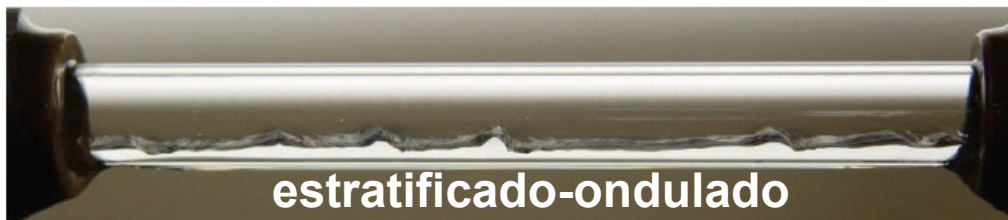
■ Kandlikar e Grande [15]

- canais moleculares (0.1 μ m \geq Dh).
- nano-canais de transição (1 \geq Dh > 0.1 μ m);
- micro-canais de transição (10 \geq Dh > 1 μ m)
- micro-canais (200 \geq Dh > 10 μ m);
- **mini-canais (3mm \geq Dh > 200 μ m);**
- canais convencionais (Dh > 3mm);

■ Definições de Micro-canais:



estratificado-liso



estratificado-ondulado



pistonado



anular

Bandarra Filho e Barbieri [16]

R134a, $T_{sat} = 5^{\circ}\text{C}$, $D_{ext} = 9,52\text{mm}$

➤ pistonado;

➤ bolhas alongadas;

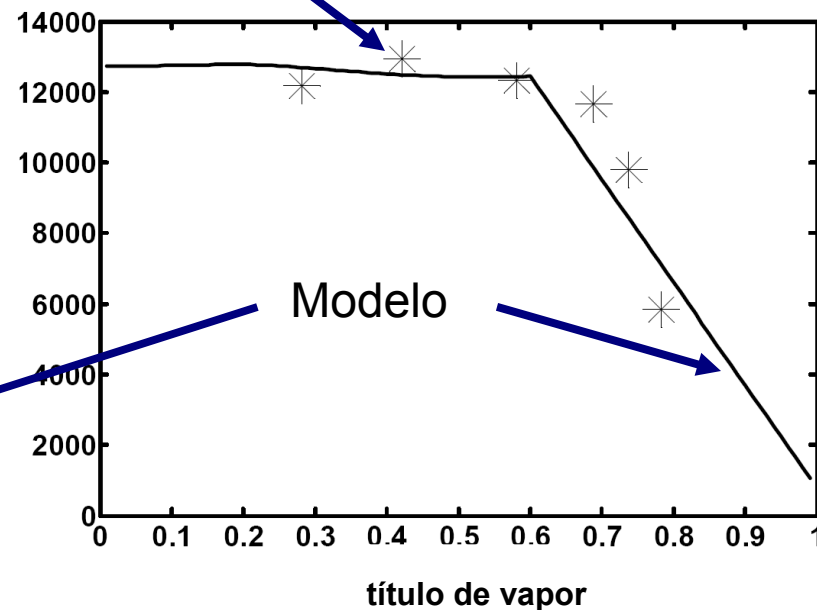
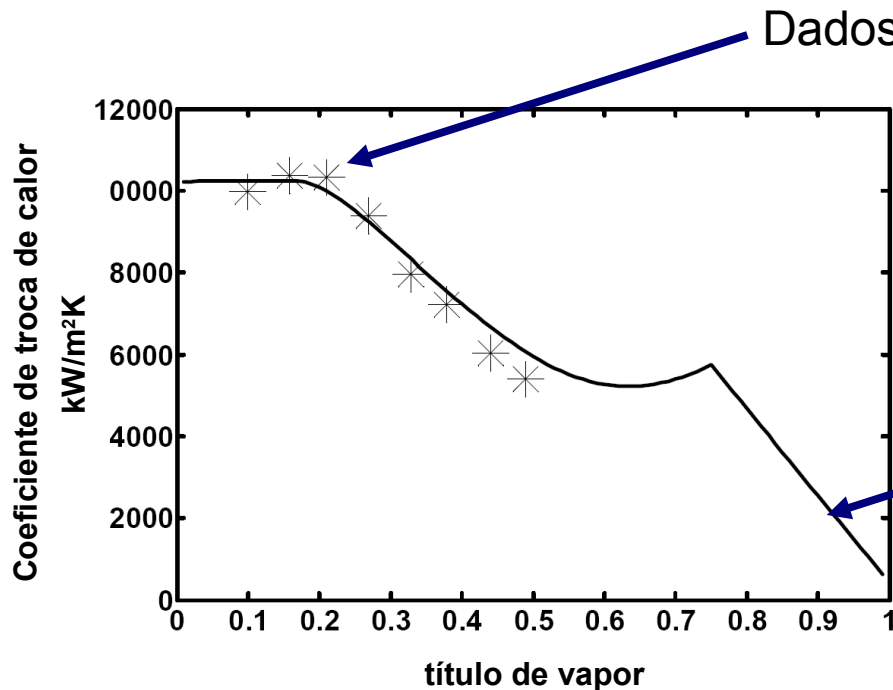
➤ agitante;

➤ anular;

Grupo de Trocadores de Calor/ EESC-USP

R134a, $T_{sat} = 30^{\circ}\text{C}$, $D_{int} = 2,32\text{mm}$

Definições de Micro-canais:



Yoon et al. [17], **D = 7.35 mm**, $T_{sat} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $G = 318 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 16.4 \text{ kW/m}^2$, CO_2

Yun et al. [18], **D = 1.14 mm**, $T_{sat} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 20 \text{ kW/m}^2$, CO_2

Cheng-Ribatski-Wojtan-Thome [19]

O que é micro, macro, mini ????

■ Estudo de Motivação:

➔ Análise do efeito da diminuição do diâmetro mantendo Δp e $LMTD$ para Q (W/m^2) e V (m^3/s) fixos

HIPÓTESE ➔ Escoamento laminar desenvolvido

Transferência de Calor

Palm [20]

$$Nu = \frac{hd}{k} = cte_1 \quad \Rightarrow \quad h = \frac{cte_2}{d} \Rightarrow h \propto \frac{1}{d}$$

Lei do Resfriamento de Newton

fixo

$$Q = h A LMTD = h (\pi d L n) LMTD = \frac{cte_2}{d} (\pi \cancel{d} L n) LMTD \Rightarrow (L n) = cte_3$$

fixo

Estudo de Motivação (continuação):

Perda de Carga

$$\Delta p = \frac{cte_4}{\text{Re}} \rho u^2 \frac{L}{d} = \frac{\nu cte_4}{u d} \rho u \left(\frac{V_{canal}}{\pi (d^2/4)} \right) \frac{L}{d}$$

p / V_{canal} fixo

$$\Delta p \propto \frac{1}{d^4}$$

$\text{Re} = \frac{u d}{\nu}$

Palm [20]

Escrevendo como função de V_{total}

$$\Delta p = \frac{cte_5 \nu \rho \left(\frac{V_{total}}{n} \right) L}{d^4}$$

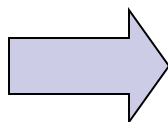
$(L n) = cte_3 \Rightarrow L = \frac{cte_3}{n}$

$$\Rightarrow \frac{L}{n d^4} = cte_6 \Rightarrow \frac{cte_3}{n^2 d^4} = cte_6 \Rightarrow n^2 d^4 = cte$$

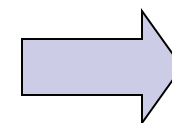
$$n d^2 = cte$$

Estudo de Motivação (continuação):

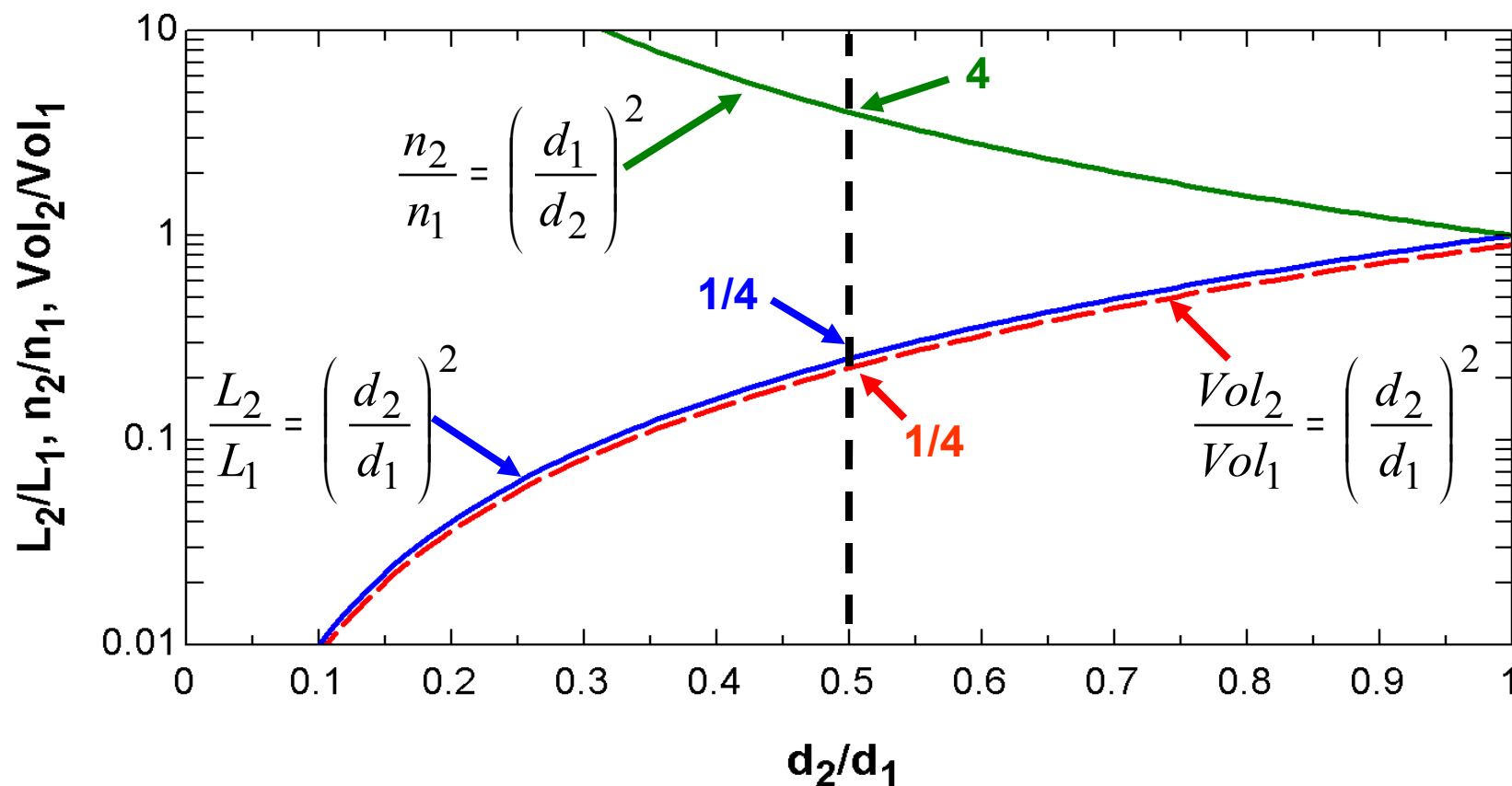
CONCLUSÃO



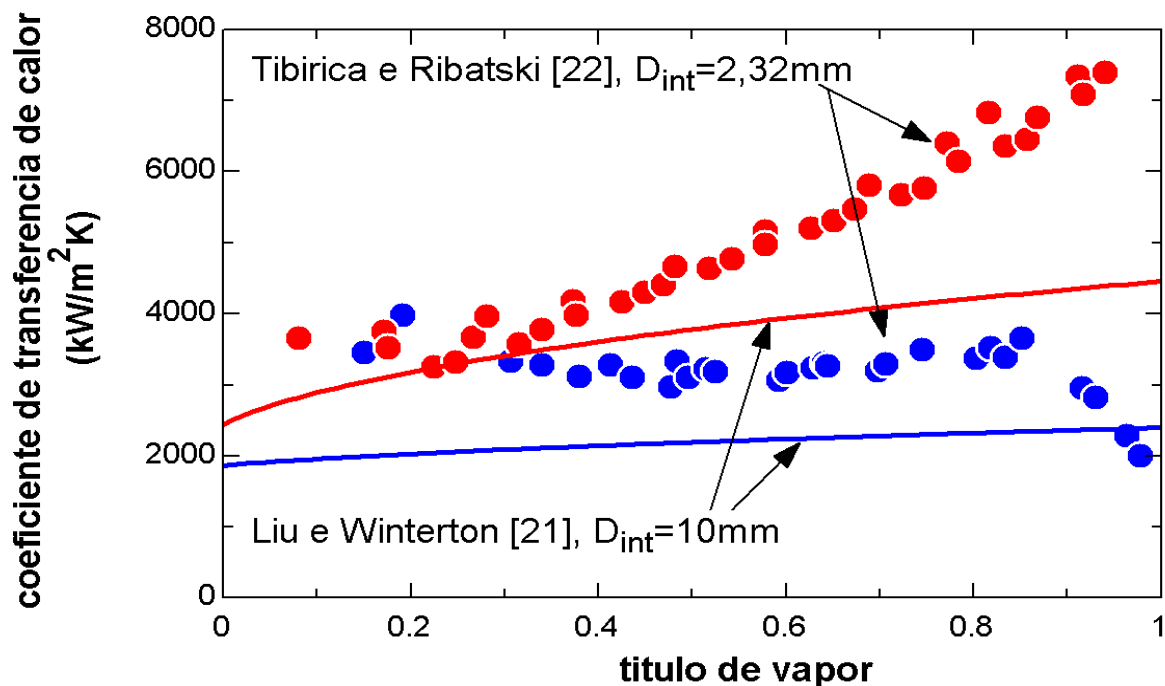
para Q (W/m^2) e V (m^3/s) fixos
mantendo Δp e $LMTD$



$n d^2 = cte$



■ Estudo de Motivação (continuação):



vermelho → $G=500 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q=25\text{kW/m}^2$

azul → $G=100 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q=10\text{kW/m}^2$

Evaporação no interior de tubos, $T_{sat}=22^\circ\text{C}$, R134a

■ Processamento de Gás Natural:



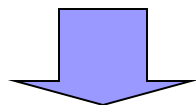
Ilha de Pagerungan, Indonésia. (doc. HEATRIC)

108 Tons  **20 Tons**

15 M\$ economizado

■ Micro-Canais vs. Macro-Canais:

- coeficiente de troca superior
- operação em pressões elevadas
- razões elevadas entre área de



- redução do tamanho do trocador e volume do trocador
- redução de custos iniciais e operacionais
- ampliação para o uso de refrigerantes considerados tóxicos

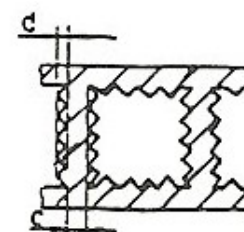
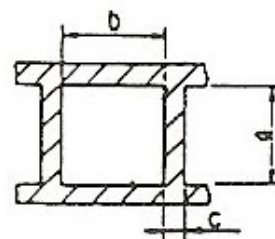
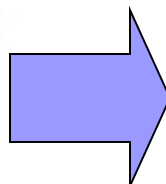
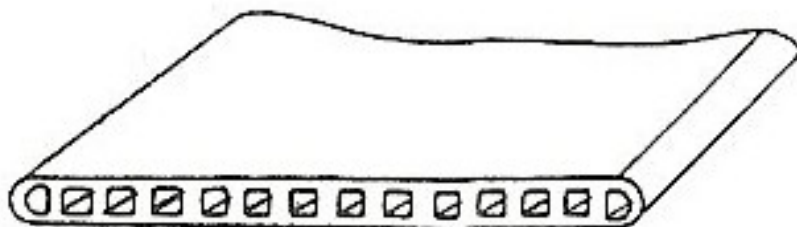
■ Aplicações Atuais

- bombas de calor (carga compressor \approx carga trocadores, Palm[2])
- ar-condicionado automotivo
- resfriamento de dispositivos eletrônicos
- lasers de alta potência
- células de energia

■ Aplicações de Micro-canais:

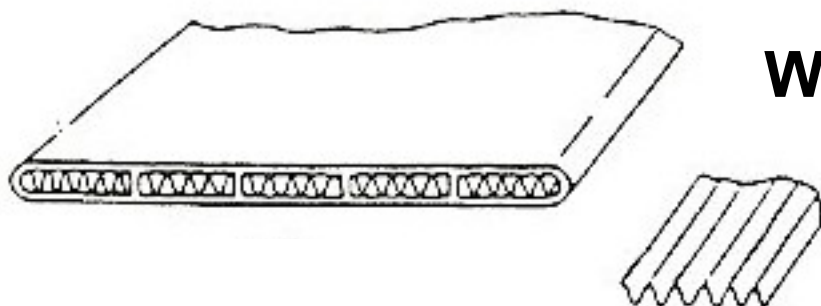
- Micro-canais de alumínio, condensadores automotivos

tubo extrudado

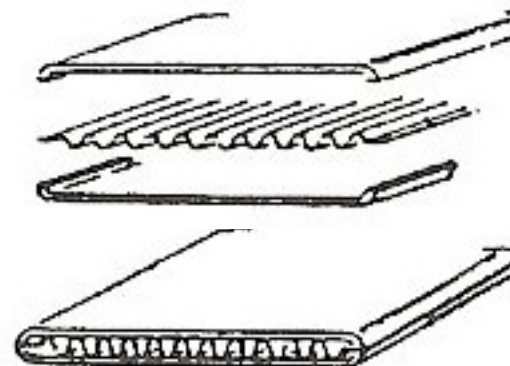


tubo manufaturado através do processo de brasagem de uma placa corrugada entre duas lisas

tubo extrudado com corrugações inseridas

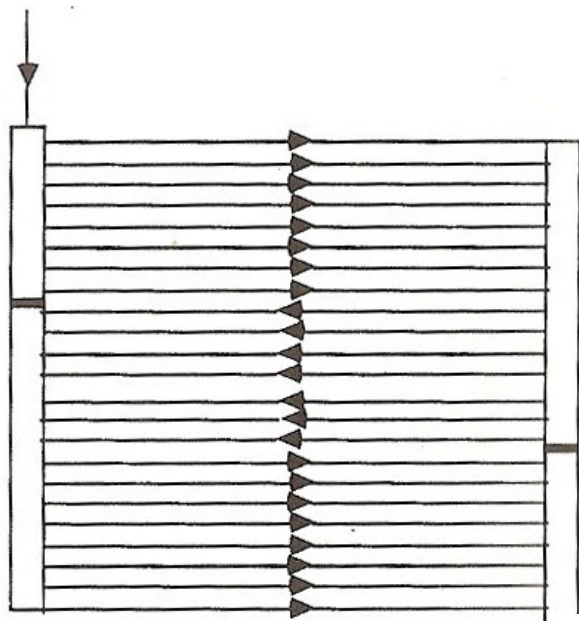


Webb [12]

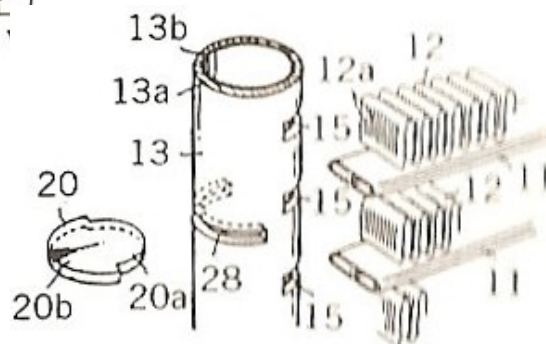
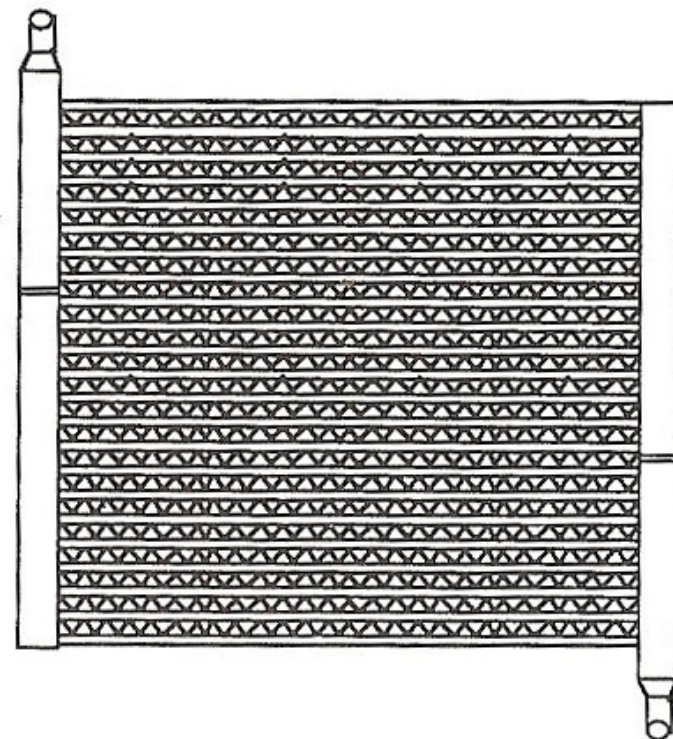


■ Aplicações de Micro-canais:

- Micro-canais de alumínio, condensadores automotivos



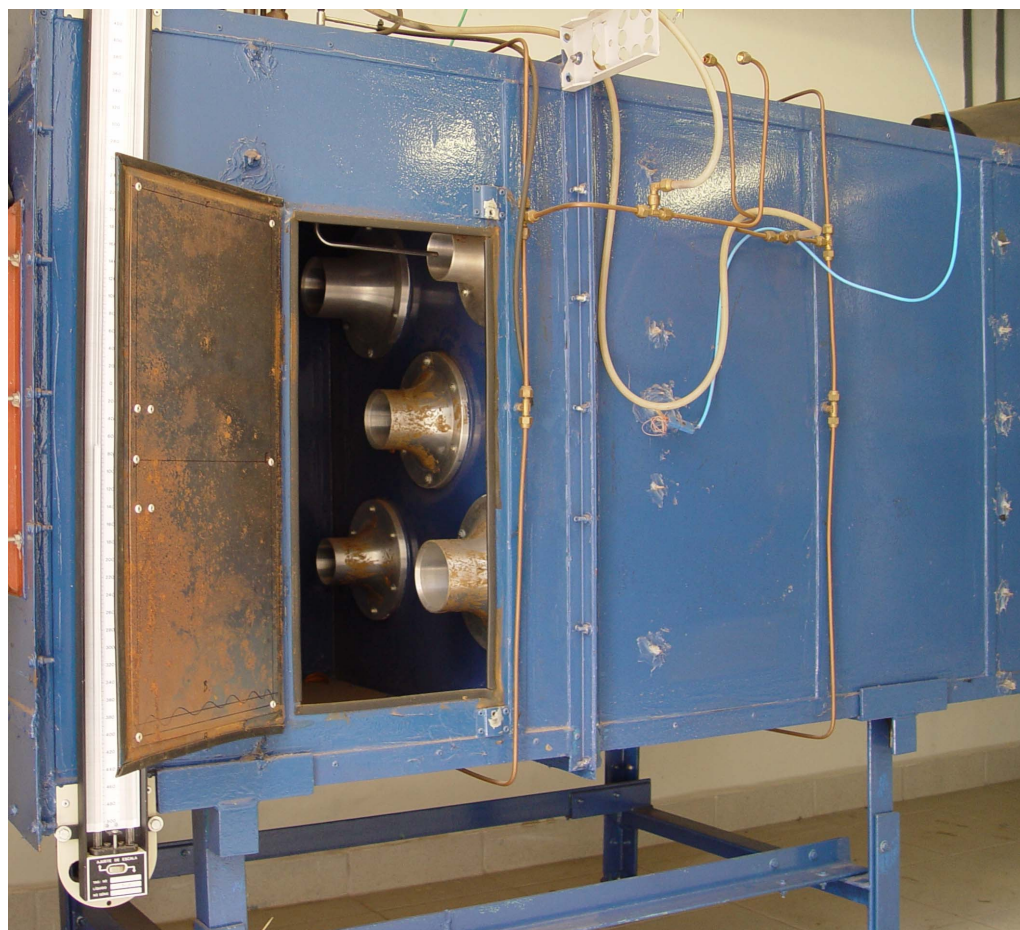
Webb [12]



■ Bancada para a avaliação de Trocadores de Calor Compactos EESC-USP:



■ Bancada para a avaliação de Trocadores de Calor Compactos EESC-USP:

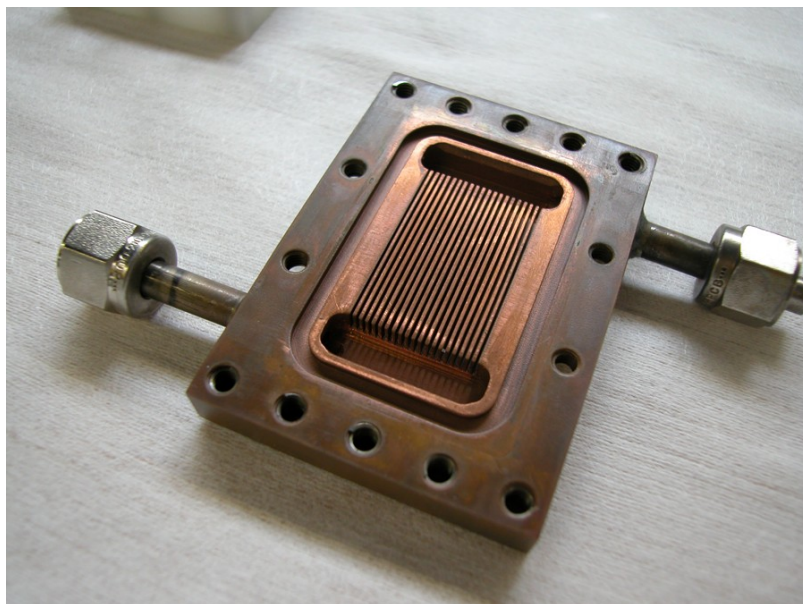


■ Bancada para a avaliação de Trocadores de Calor Compactos EESC-USP:

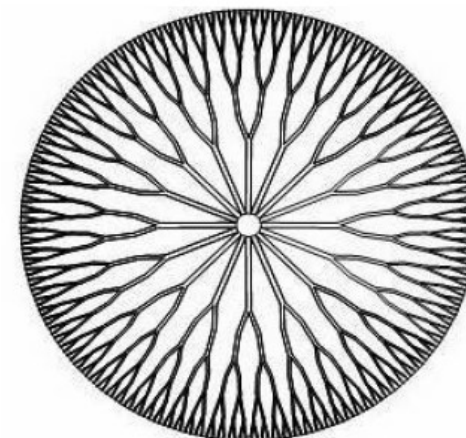


■ Aplicações de Micro-canais:

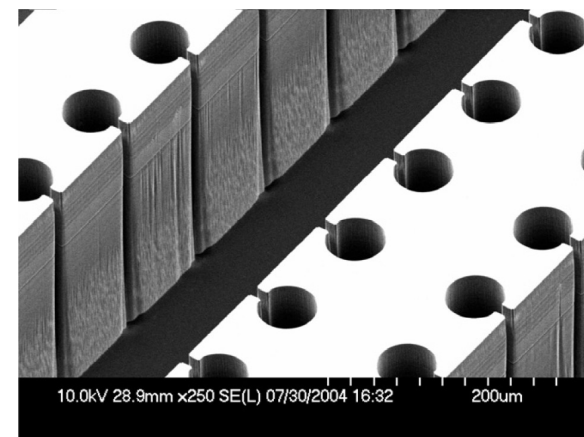
- Resfriamento componentes eletrônicos Cullion et al. [23]



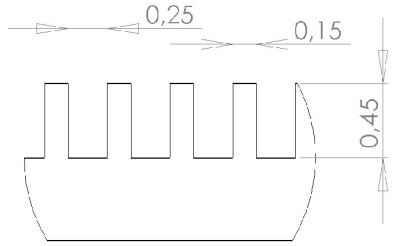
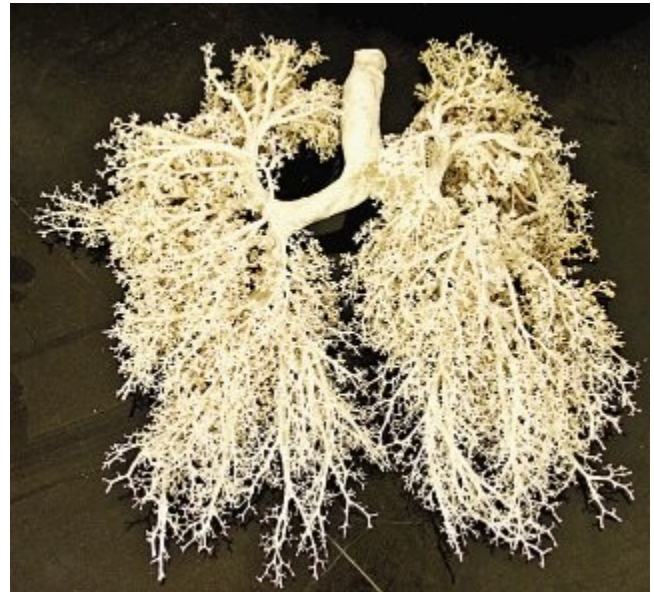
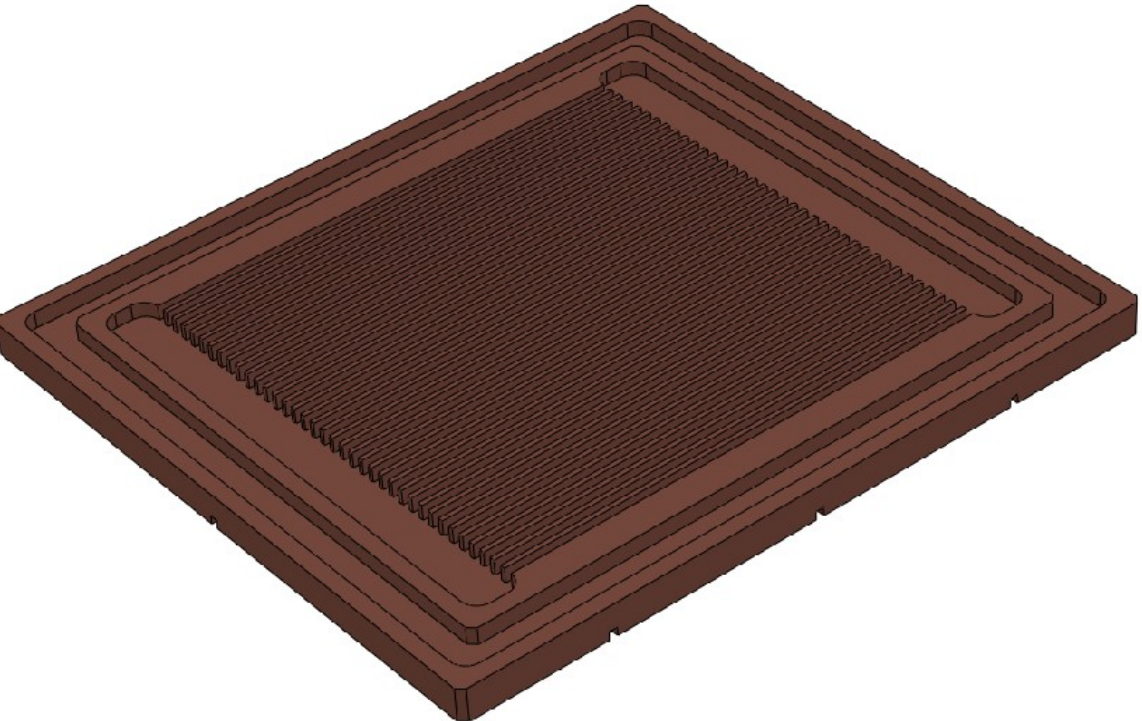
Protótipo / LTCM-EPFL



Kuo and Peles [24]



■ Distribuição de Micro- Canais em Estudo na EESC:



Conclusões

■ Conclusões:

- **Vazamentos são inevitáveis e elevam-se com o inventário de refrigerante**
- **Redução do inventário de refrigerantes através do desenvolvimento de trocadores de calor e utilização de fluidos secundários**
- **EPDs proporcionam coeficientes de troca de calor elevados, reduzido inventário de refrigerante e perda de carga**
- **Tecnologia de micro-canais permite a intensificação da transferência de calor, a redução do inventário de refrigerante e trocadores de calor mais compactos para uma mesma perda de carga**

■ Referências:

- W. Schwartz, J. Harnisch, Final Report on Establishing Leakage Rates of Mobile Air Conditioners, preparado para the European Commission (DG Environment), 17 April 2003.
 - B. Palm, Refrigeration Systems with Minimum Charge of Refrigerant, Applied Thermal Eng., vol. 27. pp.1693-1701.
 - A.D. Little Inc., Global Comparative Analysis of HFC and Alternative Technologies for Refrigeration, Air Conditioning, Foam, Solvent, Aerosol Propellant, and Fire Protection Applications, Report for The Alliance for Responsible Atmospheric Policy, A.D. Little Inc., Acorn Park, Cambridge, MA, Reference 75966, 2002.
 - J.M. Saiz Jabardo, Análise de Evaporadores do Tipo Filme Descendente. Relatório científico para o CNPq em projeto de pesquisa individual, 1996.
 - Z. Ayub, Current and Future Prospects of Enhanced Heat Transfer in Ammonia Systems, Int. J. Refrigeration, vol. 31, pp. 652-657, 2008.
 - J.M. Gonzalez Garcia, J.M. Saiz Jabardo e W.F. Stoecker, Falling Film Ammonia Evaporators, ACRC Technical Report, TR-33, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, USA, 1992.
 - G. Ribatski, Análise Teórica e Experimental da Ebulição Nucleada de Refrigerantes Halogenados, Tese (Doutorado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, Brasil, 2002.
 - G. Ribatski e J.R. Thome, A Visual Study of R134a Falling Film Evaporation on Enhanced and Plain Tubes. Proc. 5th International Symposium on Multiphase Flow, Heat Mass Transfer and Energy Conversion, Xi'an, China, 2005.
 - J.-F. Roques e J.R. Thome, Falling Films on Arrays of Horizontal Tubes with R-134a, Part I: Boiling Heat Transfer Results for Four Types of Tubes, Heat Transfer Engineering, vol. 28, pp. 398-414, 2007.
 - M. Habert, Falling Film Evaporation on a Tube Bundle with Plain and Enhanced Tubes, Tese (Doutorado), École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Switzerland, 2009.
-

■ Referências (continuação):

1. V. Gnielinski, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel flow, Int. Chem. Eng., vol. 16, pp. 359-368, 1976.
 2. R.L. Webb, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Willey & Sons, Inc, New York, EUA, 1994.
 3. S.S. Mehendal, A.M. Jacobi, R.K. e Shah, R.K., Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales with Applications to Heat Exchangers Design, Appl. Mech. Rev., vol. 53, pp. 175-193, 2000.
 4. P.A. Kew e K. Cornwell, Correlations for the Prediction of Boiling Heat Transfer in Small-Diameter Channels, Applied Thermal Engineering, vol. 17, pp. 705-715, 1997.
 5. S.G. Kandlikar e W.J. Grande, Evolution of Microchannel Flow Passages - Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology, Heat Transfer Engineering, vol. 24, pp. 3-17, 2003.
 - E.P. Bandarra Filho e P.E.L. Barbieri, Flow Boiling Performance in Two Identical Microfinned Copper Tubes, 7th ECI International Conference on Boiling Heat Transfer, Florianópolis, Brasil, 2009.
 7. S.H. Yoon, E.S. Cho, Y.W. Hwang, M.S. Kim, K. Min e Y. Kim, Characteristics of Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop of Carbon Dioxide and Correlation Development, Int. J. Refrigeration, vol. 27, pp. 111-119, 2004.
 8. R. Yun, Y. Kim, e M.S. Kim, Convective Boiling Heat Transfer Characteristics of CO₂ in Microchannels, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 48, pp. 235-242, 2005.
 9. L. Cheng, G. Ribatski, L. Wojtan e J.R. Thome, New Flow Boiling Heat Transfer Model and Flow Pattern Map for Carbon Dioxide Evaporating Inside Horizontal Tubes, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 49, pp. 4082-4094, 2006.
 10. B. Palm, Heat Transfer in Microchannel, Microscale Thermophysical Engineering, vol. 5, pp. 155-175, 2001
-

■ Referências (continuação):

1. Z. Liu e R.H.S. Winterton, A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli Based on a Nucleate Pool Boiling equation, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 34, pp. 2759–2766, 1991.
 - C.B. Tibiriça e G. Ribatski, An Experimental Study on Micro-Scale Flow Boiling Heat Transfer, 7th ECI International Conference on Boiling Heat Transfer, Florianópolis, Brasil, 2009.
 3. R. Cullion, D.V. Pence, J.A. Liburdy e V. Narayanan, Void Fraction Variations in a Fractal-Like Branching Microchannel Network, 6th ECI International Conference on Boiling Heat Transfer, Spoleto, Italia, 2006.
 4. C.-J. Kuo e Y. Peles, Local Measurement of Flow Boiling in Structured Surface Microchannels, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 50, pp. 4513-4526, 2007.
-