

# Análise teórica versus experimental de um trocador de calor compacto do tipo tubo chato aletado (radiador automotivo)

*Theoretical versus experimental analysis of a compact heat exchanger type flat tube (automotive radiator)*

<sup>1</sup> André Luis do Carmo Aroucha [andrearoucha@hotmail.com](mailto:andrearoucha@hotmail.com)

<sup>1</sup> Fernando Lamim Pereira

<sup>2</sup> Élcio Nogueira<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Engenheiro de Produção com ênfase em Mecânica - FAT/UERJ/DENP

<sup>2</sup> Doutor, docente do Centro Universitário de Volta Redonda, UniFOA

## Resumo

Efetua-se uma análise de trocadores de calor compactos dos tipos utilizados com frequência nas indústrias automotiva e aeronáutica. O trocador de calor compacto do tipo tubos chatos aletados foi analisado em maior profundidade, uma vez que é extensamente utilizado em radiadores automotivos, objeto principal do presente trabalho. Um modelo teórico foi desenvolvido para determinação da taxa de transferência de calor e perda de carga para este tipo específico de trocador de calor compacto, através da aplicação da teoria da efetividade ( $\epsilon$ -NUT). Comparações teórica versus experimental foram efetuadas e resultados obtidos permitem concluir que as simulações realizadas estão consistentes, quando se assumem as hipóteses de entrada definidas como válidas para os experimentos. Critérios de parada para os processos iterativos, para determinação da taxa de transferência de calor e perda de carga, utilizam os dados experimentais disponíveis e necessitam ser refinados, através de expressões empíricas, para melhor caracterização e robustez do procedimento. Há, entretanto, escassez de expressões empíricas na literatura aberta para o tipo de trocador compacto analisado, pois as grandes corporações, construtoras de trocadores de calor compactos, não disponibilizam informações obtidas em seus laboratórios, uma vez que os dados são estratégicos para a sobrevivência.

## Palavras-Chave

Trocadores de calor compactos. Radiadores automotivos. Teoria da efetividade ( $\epsilon$ -NUT).

## Abstract

A compact heat exchanger analysis of the types frequently used in the automotive and aeronautical industries was performed. The compact finned-tube heat exchanger with flat fins was analyzed in greater depth, since it is widely used in automotive radiators, the main object of the present study. A theoretical model was developed to determine the heat transfer rate and pressure loss for this specific type of compact heat exchanger, through the application of the theory of effectiveness ( $\epsilon$ -NUT). Theoretical versus experimental comparisons were made and the obtained results allow us to conclude that the simulations performed are consistent, when the input hypotheses defined as valid for the experiments are assumed. Stopping criteria for iterative processes, for determination of heat transfer rate and pressure drop, use the experimental data of a single available experiment and need to be refined, for better characterization and robustness of theoretical procedure. It is noteworthy that there is a lack of empirical expressions in the open literature, since large corporations, builders of compact heat exchangers, do not provide information obtained in their laboratories, since the data are strategic for the survival.

## Key Words

Compact heat exchanger. Automotive radiators. Theory of effectiveness ( $\epsilon$ -NUT).

## Como você deve citar?

AROUCHA, André Luis do Carmo; PEREIRA, Fernando Lamim; NOGUEIRA, Élcio. Análise teórica versus experimental de um trocador de calor compacto do tipo tubo chato aletado (radiador automotivo). *Cadernos UniFOA*, Volta Redonda, n. 44, p. 07-24, dezembro 2020.

## 1 INTRODUÇÃO

A exigência de veículos automotivos cada vez mais avançados tecnologicamente leva à procura por motores mais eficientes, leves e compactos. O controle térmico dos motores desses veículos é obtido através de radiadores automotivos, uma classe de trocadores de calor compactos Kakaç e Liu (2002). Pesquisas envolvendo trocadores de calor compactos de todos os tipos, principalmente radiadores de automóveis, têm sido desenvolvidas ao longo dos anos e as empresas do setor automotivo investem altos recursos em todos os tipos de técnicas que possam otimizar o desempenho energético. Em face disso, novos aparatos experimentais são construídos, com o objetivo de se aprimorar os radiadores automotivos através da incorporação de novas tecnologias, como tubos de calor e termos sifões (PABÓN, 2014).

Trocadores de calor compactos do tipo placa plana, em função de serem compactos, de baixo peso e alta efetividade têm sido usados em aplicações automotivas e aeroespaciais. O desempenho térmico de trocadores do tipo placa plana é determinado, entre outras variáveis, pela geometria das aletas. A transferência de calor e a perda de carga em um trocador de calor compacto, do tipo placa plana, são caracterizadas em termos dos coeficientes adimensionais de Colburn,  $J$ , e de Fricção,  $f$ , em função do número de Reynolds do ar para diferentes tipos de superfícies de troca de calor. Determinação analítica, direta, de parâmetros adimensionais, como taxa de transferência de calor e queda de pressão são extremamente complexas. A dificuldade, nesse caso, está associada ao fato de que o coeficiente de transferência de calor e o fator de fricção são fortemente dependentes de parâmetros geométricos, tais como altura da aleta, espaçamento entre aletas, espessura da aleta e cada tipo de trocador de calor necessita ser caracterizado separadamente (ALUR, 2012; AROUCHA, PEREIRA, 2019; NOGUEIRA, AROUCHA, PEREIRA, 2019); MAZUMDAR, 2007)

O texto de Kays e London (1984) provê uma excelente introdução para análise de trocadores de calor compactos do tipo placa plana e contém dados de coeficiente de transferência de calor e fator de fricção para diversas geometrias. De fato, os autores disponibilizaram dados de  $J$  e  $f$  para inúmeros e diferentes tipos de configurações de trocadores de calor compactos. Apesar dos resultados terem sido apresentados por mais de três décadas, continuam sendo aplicados, uma vez que não há dados na literatura aberta atual com tamanha abrangência, em função da dificuldade experimental em se obter esse tipo de informação em laboratórios de pesquisas acadêmicas.

Trabalho acadêmico relativamente recente, de Allur (2012), apresenta dados experimentais para um trocador de calor do tipo contracorrente, em que o ar altamente pressurizado escoava através de um canal do trocador de calor. Os resultados são expressos em termos da efetividade do trocador de calor e da queda de pressão em função da vazão em massa do ar.

Projeto experimental foi apresentado por Pabón, (2014), com a finalidade de se obter as condições necessárias para a caracterização térmica de um radiador automotivo. Nesse projeto foi construído um túnel de vento e um circuito hidráulico acoplado termicamente ao radiador automotivo. Não foram apresentados resultados experimentais que pudessem corroborar os dados do modelo teórico desenvolvido nesse trabalho.

As empresas produtoras de veículos têm aperfeiçoado procedimentos e técnicas para realizar a avaliação térmica dos radiadores em condições reais de operação. Entretanto, as grandes corporações ao longo do mundo que utilizam trocadores de calor compactos não têm interesse em apresentar resultados obtidos em seus laboratórios, uma vez que os dados são estratégicos para a sobrevivência.

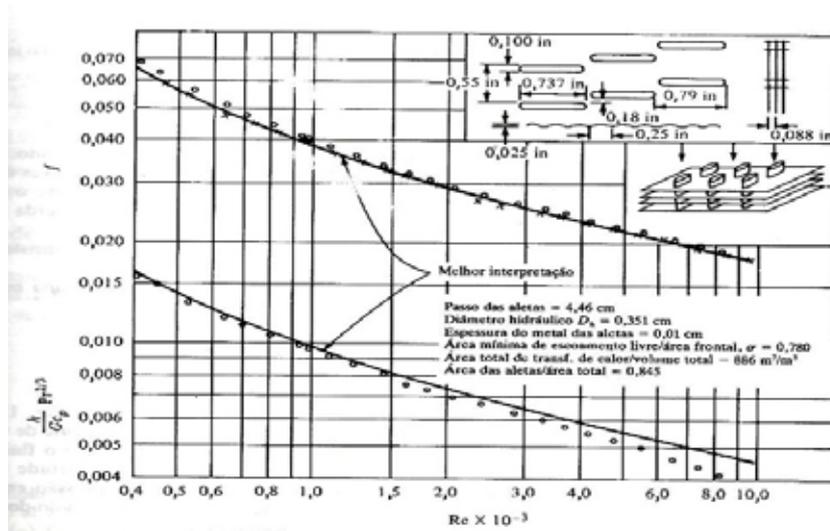
A Figura 01, abaixo, apresenta resultados experimentais para um trocador de calor do tipo tubos chatos aletados, usados em radiadores automotivos (ÖZISIK, 1990, p. 487).

Mesmo para geometrias mais simples de trocadores de calor compactos, são muitas as variáveis para caracterizá-los adequadamente, conforme anteriormente citado. As variáveis mais comuns encontradas na literatura são: a) o diâmetro hidráulico; b) o espaço entre as aletas; c) a altura entre aletas; d) a espessura das aletas; e) o volume total do trocador de calor; f) a área mínima de escoamento do ar; g) a área frontal do escoamento do ar.

Os campos de velocidade, pressão e temperatura têm sido determinados através dos fatores J e f, em função de números de Reynolds associados ao ar, conforme já estabelecido, na Figura 4.1, abaixo. Esses fatores adimensionais são comumente caracterizados pela geometria e número de Reynolds na forma:

$$J \text{ ou } f = F(\text{Re}_a, \text{geometria}) = A \text{ Re}_a^B \text{ (parâmetros geométricos adimensionais)}$$

**Figura 01:** Número de Colburn (J) e Fator de Atrito (f) experimentais para trocador de calor do tipo tubos aletados.



Fonte: Özisik, (1990; pag. 487)

Em situações em que haja semelhança geométrica, semelhança cinemática e dinâmica, os dados obtidos por Kays e London (1984, p. 273) são utilizados na prática.

Com o objetivo de se computar os dados disponíveis na Figura 01, neste trabalho, efetuou-se interpolações e as seguintes equações foram utilizadas:

$$\begin{aligned}
 J = & 0.02619862019 - 3.626028274 \cdot 10^{-5} \text{Re}_a + 3.16047951 \cdot 10^{-8} \text{Re}_a^2 - 1.568380435 \cdot 10^{-11} \text{Re}_a^3 \\
 & + 4.633774581 \cdot 10^{-15} \text{Re}_a^4 - 8.056435353 \cdot 10^{-19} \text{Re}_a^5 + 7.225312269 \cdot 10^{-23} \text{Re}_a^6 \\
 & - 8.564813179 \cdot 10^{-28} \text{Re}_a^7 - 4.452384011 \cdot 10^{-31} \text{Re}_a^8 + 3.807970933 \cdot 10^{-35} \text{Re}_a^9 \\
 & - 1.015364192 \cdot 10^{-39} \text{Re}_a^{10}
 \end{aligned} \tag{01}$$

$$f = 1.199866203 \text{Re}_a^{(-0.4747697361)} \tag{02}$$

Utilizando-se as expressões acima, tornaram-se possível a determinação da taxa de transferência de calor e a perda de carga, em trocadores de calor do tipo tubos chatos aletados.

O modelo desenvolvido, através dos procedimentos abaixo especificados, utilizou-se dos dados experimentais dos estudos sobre Radiador Automotivo, de Ribeiro, Aroucha e Pereira (2019). O radiador utilizado no experimento é popularmente conhecido como radiador de água, usado em caminhões médios, com capacidades de carga entre 15 e 20 toneladas. O caminhão, por hipótese, não tem turbo compressor, o que implica na ausência de radiador de ar ou *intercooler*, e o ar que entra pelas aletas o faz à temperatura ambiente.

## 2 OBJETIVOS

Efetuar uma análise sobre trocadores de calor compactos, com o objetivo final de comparar resultados teóricos e experimentais para um trocador de calor do tipo tubo chato aletado (Radiador Automotivo).

Estabelecer, após análise da teoria associada a trocadores de calor compactos, a comparação de resultados teóricos obtidos pela teoria da efetividade ( $\epsilon$ -NUT) com resultados experimentais da literatura, apresentados por Ribeiro (2007), com ênfase na taxa de transferência de calor e perda de carga.

## 3 METODOLOGIA

O modelo desenvolvido através dos procedimentos abaixo especificados utilizou-se dos estudos sobre Radiador Automotivo de Ribeiro (2007), conforme dados das seções abaixo.

### 3.1 Caracterização do Radiador Automotivo

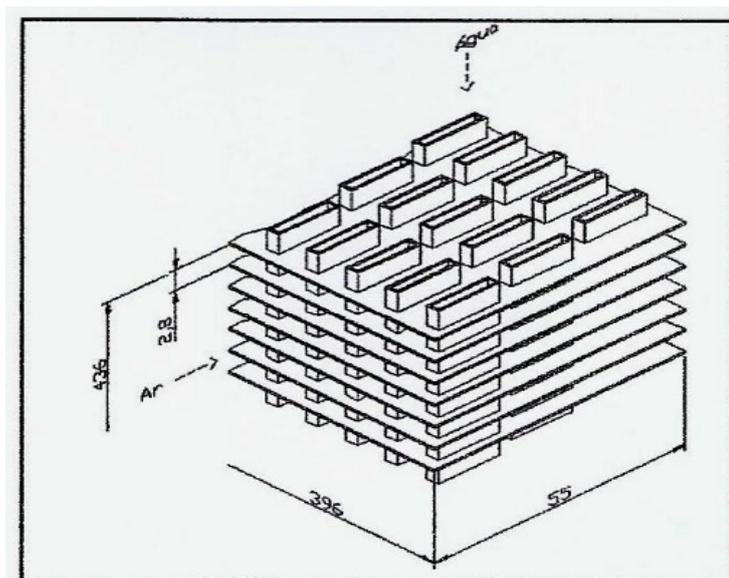
O trocador de calor utilizado para comparação entre modelos teórico e experimental está caracterizado e representado pelas Figuras 02 e 03 e Tabelas 01 e 02, de dimensões físicas e propriedades do ar:

**Figura 02:** Trocador de calor do tipo água-ar utilizado para o arrefecimento de motores em automóveis e caminhões



Fonte: Ribeiro (2007)

**Figura 03:** Geometria do trocador de calor de tubos chatos aletados.



Fonte: Aroucha e Pereira (2019).

**Tabela 01:** Dimensões do trocador de calor de tubos chatos aletados

Característica	Sigla	Valor
Largura frontal do trocador de calor	B	396 mm
Altura do trocador de calor	H	436 mm
Espessura do trocador de calor	L	55 mm
Dimensões dos tubos (lado água)	a x b x c	13,3 x 2,6 x 448 mm
Perímetro molhado de cada tubo (lado água)	Pe	31,8 mm
Diâmetro hidráulico de cada tubo (lado água)	D <sub>hi</sub>	4,36 mm
Quantidade de fileiras de tubos	Nf	3
Tubos por fileira	Tf	43
Quantidade total de tubos	Qt	129
Espaçamento transversal entre tubos	ST	8,8 mm
Distância longitudinal entre tubos	SL	18,3 mm
Espessura das aletas	e	0,05 mm
Espaçamento entre aletas	E	2,8 mm
Quantidade de aletas	Qa	155

Fonte: Aroucha e Pereira (2019)

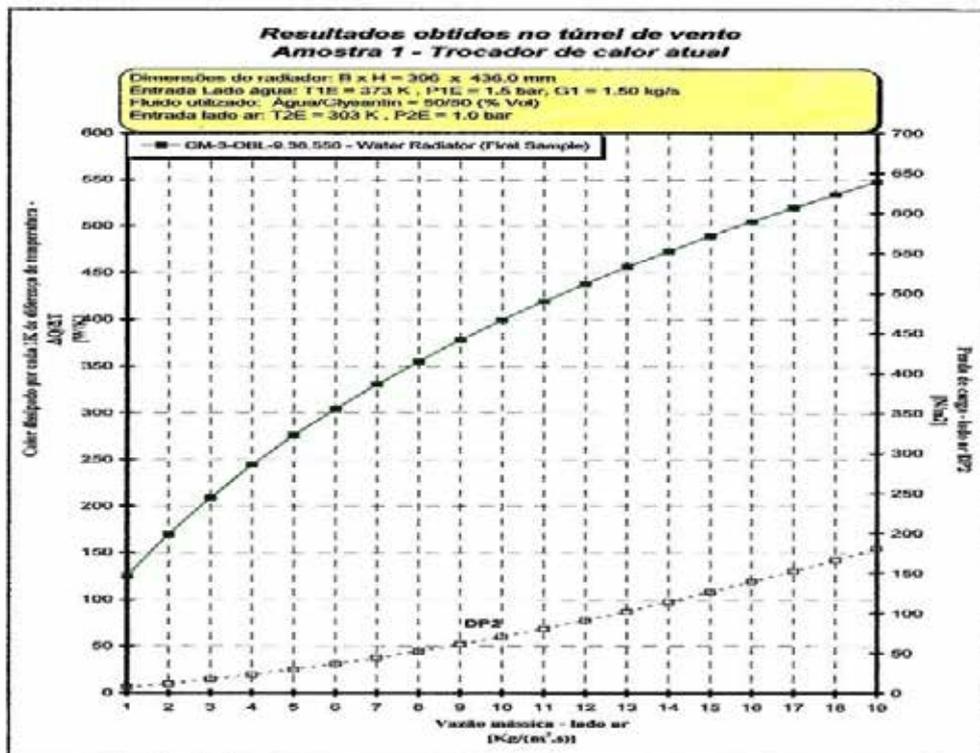
Tabela 02: Propriedades termo físicas do ar

Propriedade	Valor
cp	1,008 kJ/(kg.K)
k	28,816 W/(m.K)
v	19,31 x 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s
ρ	1,048 kg/m <sup>3</sup>
Pr	0,702

Fonte: Ribeiro (2007)

Os dados experimentais relevantes para as comparações efetuadas, taxa de transferência de calor e perda de carga foram obtidos por Ribeiro (2007) no túnel de vento da Behr Brasil Ltda e encontram-se representados na Figura 04.

Figura 04: Taxa de transferência de calor e perda de carga experimental para Radiador Automotivo.



Fonte: Ribeiro (2007; p. 72)

De forma equivalente ao efetuado para os coeficientes dimensionais J e f, efetuou-se interpolações dos dados acima e as equações, aproximadas, são fornecidas pelas equações:

$$QK_{exp} = 74.96904025 + 53.18082817m_a - 3.148106367m_a^2 + 0.131605291m_a^3 - 0.002308469675m_a^4 \quad (03)$$

e

$$\Delta P_{Exp} = 5.833333333 - 2.910450666m_a + 2.769230769m_a^2 - 0.2812742813m_a^3 + 0.008741258741m_a^4 \quad (04)$$

onde

$QK_{exp}$  é a razão entre taxa de transferência de calor experimental e a diferença de temperatura logarítmica média;  $\Delta P_{Exp}$  é a perda de carga experimental e  $m_a$  é a vazão em massa do ar.

Com as informações acima definidas, pode-se estabelecer um procedimento teórico, iterativo, para a determinação da taxa de transferência de calor do radiador e da perda de carga no lado do ar (o que possibilita definir, a priori, a potência do ventilador a ser utilizado).

### 3.2 Determinação teórica da taxa de transferência de calor

A determinação teórica da taxa de transferência de calor depende do coeficiente global de transferência de calor que por sua vez, depende dos coeficientes de transferência de calor,  $h_a$  e  $h_w$ , do lado do ar e da água, respectivamente. Para início dos cálculos, torna-se necessário determinar as propriedades físicas em função das temperaturas médias dos fluidos. Entretanto, as temperaturas de saída, em tese, são desconhecidas a priori, e as temperaturas médias devem ser inicialmente estimadas.

Com as temperaturas de saída inicialmente estipuladas, propriedades físicas definidas e as grandezas geométricas do trocador fornecidas, temos,

Para o ar:

$$G_a = \frac{m_a}{A_{\min}} = \frac{m_a}{\sigma_a A_{fr}} \quad (05)$$

$$Re_a = \frac{G_a D_{ha}}{\mu_a} \quad (06)$$

$$J = \frac{h_a}{G_a c_{pa}} Pr_a^{2/3} \quad (07)$$

O número de Prandtl para o ar,  $Pr_a$ , é obtido por interpolação dos dados, válidos para o ar como gás ideal, publicados por Çengel e Boles (2013, p. 934):

$$Pr_a = 1.005351636d0 + 0.01292094145Tmed_a + 2.524174317^{-5}Tmed_a^2 - 5.074647769^{-8}Tmed_a^3 + 1.564763295^{-8}Tmed_a^4 \quad (08)$$

então,

$$h_a = J \frac{G_a c_{pa}}{Pr_a^{2/3}} \quad (09)$$

Para a água:

$$\mu_{máx} = \frac{m_w}{\rho_w A_{\min}} = \frac{m_w}{\rho_w \sigma_w A_{fr}} \quad (10)$$

$$Re_w = \frac{\mu_{máx} D_{hw}}{v_w} \quad (11)$$

Considerando o regime de escoamento da água no tubo como completamente desenvolvido, temos, para escoamento turbulento, de forma aproximada:

$$Nu = 0,023 Re_w^{0,8} Pr_w^{0,4} \quad (12)$$

Se o regime de escoamento na água for laminar, utiliza-se a uma interpolação dos dados dos estudos de Nogueira (1988, p. 130), na região de entrada térmica:

$$Nu = 1.409019812d0Z_w^{(-0.3511653489)} \text{ para } 10^{-5} \leq Z_w < 10^{-3} \quad (12.1)$$

$$Nu = 1.519296981d0Z_w^{(-0.3395483303d0)} \text{ para } 10^{-3} \leq Z_w < 10^{-2} \quad (12.2)$$

$$Nu = 10.8655 - 570.4671787Z_w + 28981.67578Z_w^2 - 950933.9838Z_w^3 + 20237498.47Z_w^4 - 276705269.6Z_w^5 + 2340349265Z_w^6 - 1.112482493^{10}Z_w^7 + 2.269345238^{10}Z_w^8; 10^{-2} \leq Z_w < 10^{-1} \quad (12.3)$$

$$Nu = 5.261d0 - 19.93019048Z_w + 139.4921627Z_w^2 - 605.9954034Z_w^3 + 1716.100694Z_w^4 - 3217.96875Z_w^5 + 3954.86111Z_w^6 - 3056.051587Z_w^7 + 1344.246031Z_w^8 - 256.2830687Z_w^9; 10^{-1} \leq Z_w = 10^0 \quad (12.4)$$

Logo,

$$h_w = Nu \frac{k_w}{D_{hw}} \quad (13)$$

O coeficiente global de transferência de calor é obtido em relação à área de troca do ar e, para se efetuar os cálculos, torna-se necessário a determinação da eficiência da aleta, uma vez que há variação de temperatura entre a entrada da placa do trocador de calor (base da aleta) e sua saída (extremidade da aleta). Logo,

$$\eta = \frac{tgh(mL)}{mL} \quad (14)$$

onde

$$mL = \sqrt{2h_a/k_a t} \quad (15)$$

A eficiência da aleta, ponderada pela área, é determinada por:

$$\eta' = \beta\eta + 1 - \beta \quad (16)$$

Onde

$$\beta = \frac{\text{área da aleta}}{\text{área total}} \quad (17)$$

Logo,

$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{\eta'h_a} + \frac{1.0}{A_{med}K_{aleta}} + \frac{1}{(A_w/A_a)h_w} \quad (18)$$

Onde

$$A_{med} = \frac{A_a + A_w}{2.0} \quad (19)$$

e

$$\frac{A_w}{A_a} = \frac{\text{área de transferência de calor do lado da água}}{\text{área de transferência de calor do lado do ar}} \quad (20)$$

Pela teoria da efetividade ( $\epsilon$ -NUT) tem-se:

$$N = NTU = \frac{A_a U_a}{C_{min}} \quad (21)$$

As capacidades térmicas do ar e da água são calculadas por:

$$Ca = m_a * Cp_a \quad (22)$$

e

$$Cw = m_w * Cp_w \quad (23)$$

onde

$C_{min}$  é o menor valor entre as capacidades térmicas da água e do ar.

Finalmente,

$$Q = \epsilon C_{min} (T_{h,af} - T_{c,af}) \quad (24)$$

$$\Delta T_{Ln} = \frac{Q}{U_a A_{total}} \quad (25)$$

e

$$QK_{teo} = \frac{Q}{\Delta T_{Ln}} \quad (26)$$

onde

$$\epsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)^{-1} (NTU)^{0.22} \left\{ \exp \left[ - \frac{C_{min}}{C_{max}} (NTU)^{0.78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (27)$$

de acordo com Kakaç (1991, p. 35).

$QK_{teo}$  é o valor teórico para a razão entre a taxa de transferência de calor no ar e a diferença temperatura média logarítmica (DTML).

Com a taxa de transferência de calor determinada, como primeira aproximação, podem-se calcular as temperaturas de saída do ar e da água, através das equações de balanço energético:

$$Q = \varepsilon C_{min}(T_{h,af} - T_{c,af}) \quad (28)$$

e

$$Q = m_a c_{pa}(T_{a,af} - T_{a,ef}) \quad (29)$$

As temperaturas médias de saída, do ar e da água, podem, então, ser determinadas e comparadas com as temperaturas estipuladas inicialmente:

$$T_{m,ar} = \frac{T_{a,af} + T_{a,ef}}{2} \quad (30)$$

e

$$T_{m,\acute{a}gua} = \frac{T_{a,wf} + T_{a,wf}}{2} \quad (31)$$

Com as temperaturas médias finalmente calculadas, pode-se comparar os valores obtidos para a taxa de transferência de calor e, caso estejam fora de um valor admissível, quando comparados com valores experimentais ou expressões empíricas, pode-se reiniciar os cálculos para as propriedades termo físicas, até que se obtenha uma convergência satisfatória para o problema.

### 3.3 Determinação teórica da perda de carga no ar

No cálculo de perda de carga em um trocador de calor aletado, as perdas principais estão relacionadas ao fator de fricção (f) e a perda de carga no lado do ar pode ser determinado por:

$$\Delta P = \left[ \frac{(G_a^2)}{2\rho_{ai}} \right] \left[ (1.0 + \sigma_a^2) \left( \frac{\rho_{ai}}{\rho_{ao}} - 1.0 \right) + \frac{4.0fL_{aleta}\rho_{ai}}{Dh_a\rho_{med}} \right] \quad (32)$$

onde

$$\frac{1.0}{\rho_{med}} = \left( \frac{1.0}{\rho_{ai}} + \frac{1.0}{\rho_{ao}} \right) \quad (33)$$

O fator de atrito, f, é determinado pela Equação (02), obtido através dos valores experimentais de Kays e London (1984), e a massa específica do ar na saída do trocador de calor,  $\rho_{ao}$ , pode ser estimada, inicialmente, em função da temperatura de saída do ar, através da equação:

$$\rho_{ao} = 1.28123142 - 0.004142716793 \times Ts_a + 1.921703199 \times Ts_a^2 - 1.340288713 \times Ts_a^3 + 3.583356643 \times Ts_a^4 \quad (34)$$

O procedimento de determinação da perda de carga é também iterativo e tão complexo como o definido para a determinação da taxa de transferência de calor, uma vez que é necessária uma aproximação muito refinada para o valor da massa específica do ar na saída do trocador de calor, pois a temperatura de saída, a priori, é desconhecida.

O valor obtido para a massa específica de saída do ar, através da interpolação polinomial, Equação (34), possibilita a determinação de um valor aproximado para a perda de carga, mas não representa, inicialmente, o valor correto admitido como solução. O critério de parada, também aqui, é definido através da comparação do resultado obtido para a perda de carga experimental, dentro de um erro admitido como satisfatório.

## 4 RESULTADOS

### 4.1 Taxa de Transferência de calor

A metodologia de cálculo para determinação das grandezas consideradas na análise foi apresentada acima. Detalhes relacionados com os procedimentos iterativos serão mais bem definidos ao longo das discussões.

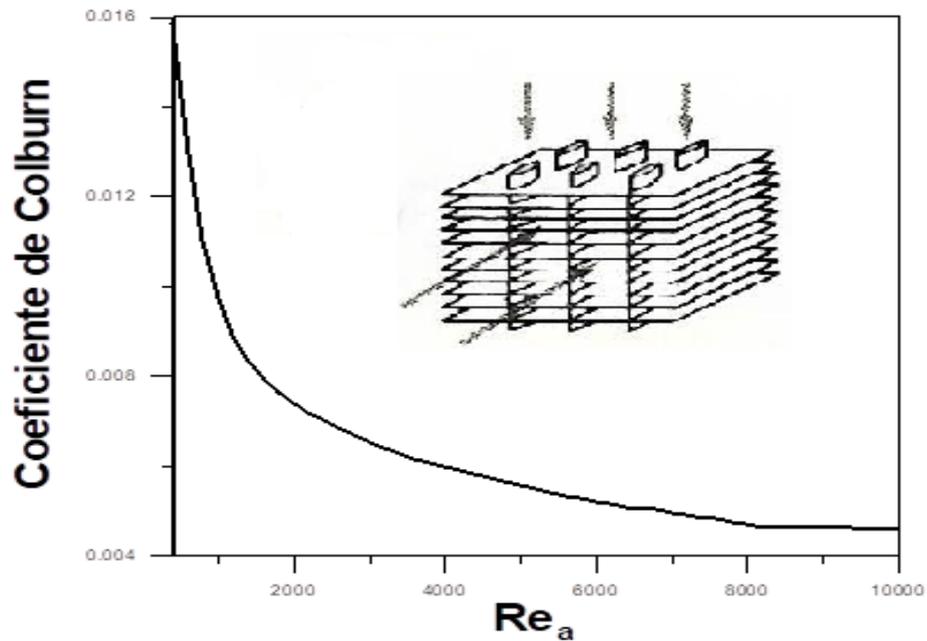
A Tabela 03 apresenta uma síntese dos resultados teóricos obtidos que serão objeto de análise e discussão à frente.

**Tabela 03:** Resultados teóricos obtidos para taxa de transferência de calor.

$m_a$ kg/s	$T_{s_a}$ - °C	$T_{s_w}$ - °C	$T_{med_a}$ - °C	$T_{med_w}$ - °C	$QK_{Teorico}$ W/K	$QK_{Experimental}$ W/K	Erro %
1.0	49.90	88.0	37.44	94.00	136.05	125.13	8.73
2.0	47.17	76.80	36.09	88.40	152.84	169.75	-9.96
3.0	42.82	67.31	33.91	83.65	188.60	209.55	-10.0
4.0	37.94	59.54	31.47	79.77	220.64	245.15	-10.0
5.0	33.14	53.29	29.07	76.64	249.52	277.18	-9.98
6.0	28.82	48.28	26.82	74.14	74.14	306.16	-10.0
7.0	24.55	44.26	24.78	72.13	72.13	332.58	-9.98

Fonte: Autores.

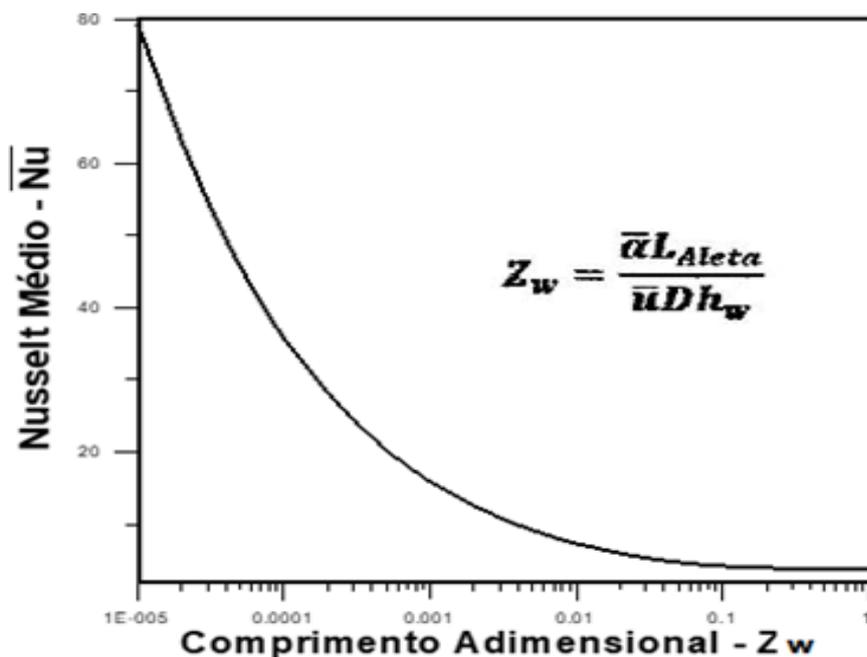
**Figura 05:** Coeficiente de Colburn, Equação 4.1, para trocadores de calor compacto do tipo tubos chatos aletados.



Fonte: Autores.

A Figura 05 apresenta resultados da interpolação efetuada para a determinação do coeficiente de Colburn,  $J$ , para trocadores de calor compacto do tipo tubos chatos aletados. O fator de Colburn é fundamental para a determinação do coeficiente de transferência de calor no lado do ar. Os dados utilizados para interpolação foram retirados de Kays e London (1984, p. 273).

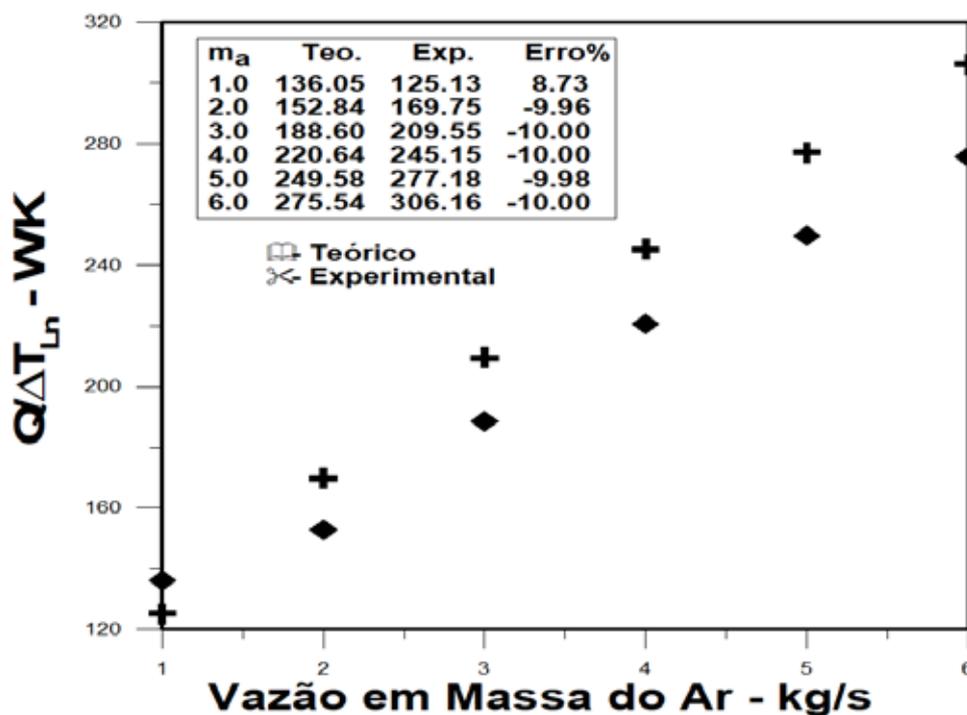
**Figura 06:** Número de Nusselt médio, Equação 4.12, na região de entrada térmica para duto de seção reta circular em regime laminar.



Fonte: Autores.

A Figura 06, acima, apresenta resultados para a interpolação efetuada para o número de Nusselt médio no lado da água, na região de entrada térmica. A determinação do número de Nusselt é fundamental para determinação do coeficiente de transferência de calor no lado da água. Os dados para a interpolação foram retirados dos estudos Nogueira (1993, p. 130).

**Figura 07:** Comparação teórico versus experimental para a razão entre a taxa de transferência de calor pela diferença de temperatura média logarítmica no lado do ar.



Fonte: Autores

A Figura 07 apresenta resultados teóricos e experimentais para a determinação da taxa de transferência de calor no trocador de calor analisado (Radiador Automotivo), apresentado nos estudos Ribeiro (2007). Todas as informações relativas à geometria e propriedades físicas dos parâmetros relevantes do trocador de calor e, algumas delas, encontram-se representadas nas Tabelas 01 e 02 e na Figura 03.

Algumas características importantes para a caracterização do experimento são: a) temperatura de entrada da água no tubo igual a 100 °C; b) Temperatura máxima de saída da água no tubo igual a 95 °C; c) Temperatura média de entrada do ar admitida como sendo 25 °C; d) Vazão da água fixa e igual a 1.0 kg/s em todos os casos.

Não há análise de erros na pesquisa de Ribeiro, cujos resultados foram utilizados para comparação, e esse fato dificulta uma discussão mais aprofundada da comparação teórico versus experimental obtida. Entretanto, dentro da faixa de vazão do ar analisada, em kg/s, pode se observar um erro máximo da ordem de 10% na Figura 07 e Tabela 03. Considerando que erros experimentais nesse tipo de experimento são elevados, pode-se admitir que a comparação está em muito boa concordância. Fato relevante é que a temperatura de saída da água é parâmetro de entrada para a simulação e deve ser definida a priori, para início do procedimento iterativo. Utilizou-se como referência o fato de que, para a menor vazão, a temperatura de saída da água foi admitida inicialmente como a máxima, ou seja, 95 °C.

Em falta de uma equação empírica na literatura aberta para a taxa de transferência de calor, para o trocador de calor analisado, o critério de parada utilizado foi de um erro inferior a 10%, quando comparado com os dados fornecidos por Ribeiro (2007), uma vez que erros experimentais dessa ordem, ou mais elevados, são usuais para experimentos desse tipo de grandeza física.

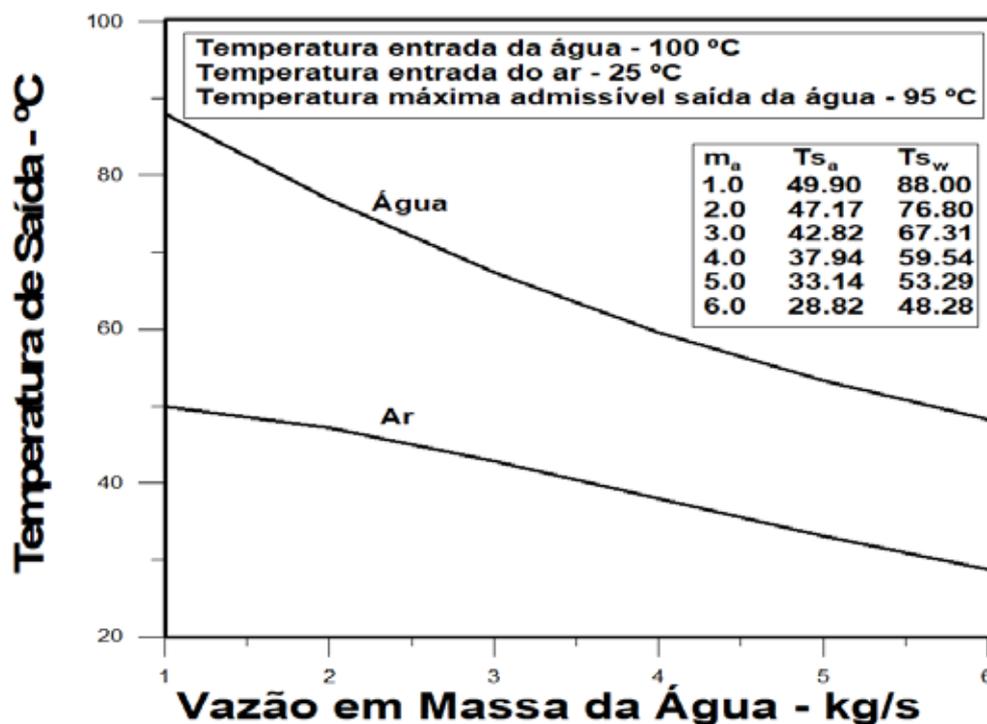
O autor utiliza um túnel de vento da fábrica de radiadores automotivos da Behr Brasil Ltda para obtenção dos dados experimentais e a análise efetuada cobre vazões de 1.0 kg/s a 19.0 Kg/s para o ar.

Na Figura 07, acima, pode se observar que as comparações efetuadas avançaram até a vazão de 6.0 kg/s, uma vez que o procedimento iterativo fica mais custoso para vazões mais elevadas. Além disso, existem razões teóricas, em função da simulação efetuada, para que a comparação se efetuasse dentro da faixa de vazão analisada (de 1.0 kg/s a 6.0 kg/s). De fato, conforme resultados apresentados na Figura 08, pode-se observar que a temperatura de saída da água atinge valor aproximado à temperatura de entrada do ar, que é igual, por hipótese, a 25 °C. Para vazões superiores a 6,0 kg/s, vide Tabela 4.3, a temperatura de saída fica abaixo desse valor.

Temperaturas de saída da água muito acima de 25 °C, para a vazão mássica igual a 6.0 kg/s, levam a resultados teóricos muito distantes da realidade experimental. Acima dessa faixa de vazões, fica difícil justificar os dados obtidos teoricamente, quando comparados com os dados experimentais, a não ser que se altere a hipótese inicial de 25 °C como temperatura de entrada do ar.

Em um ambiente refrigerado e controlado termicamente, por hipótese, poder-se-ia efetuar uma análise teórica consistente para vazões mais elevadas, e temperaturas de entrada do ar inferiores a 25 °C.

**Figura 08:** Dados para a temperatura de saída da água, em função da vazão mássica do ar.

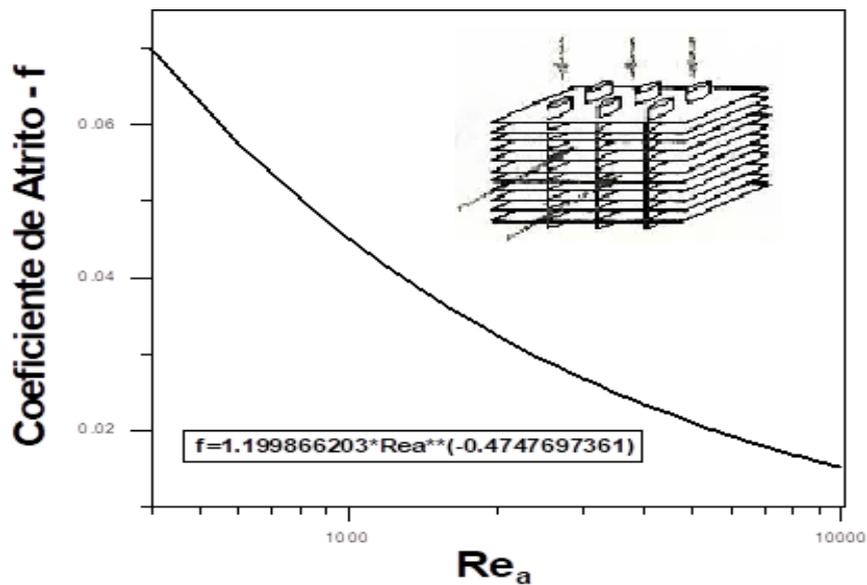


Fonte: Autores

## 4.2 Perda de carga no lado do ar

A Figura 09 apresenta uma interpolação dos dados apresentados por Kays e London (1984), para o fator de atrito em trocador de calor compacto de tubos chatos aletados. O fator de atrito apresentado é fator fundamental para determinação da perda de carga no trocador de calor considerado, no lado do ar. Os dados utilizados para interpolação foram retirados de Kays e London (1984, p. 273).

**Figura 09:** Coeficiente de Atrito, Equação 4.2, para trocador de calor compacto de tubos chatos aletados em função do número de Reynolds para o ar

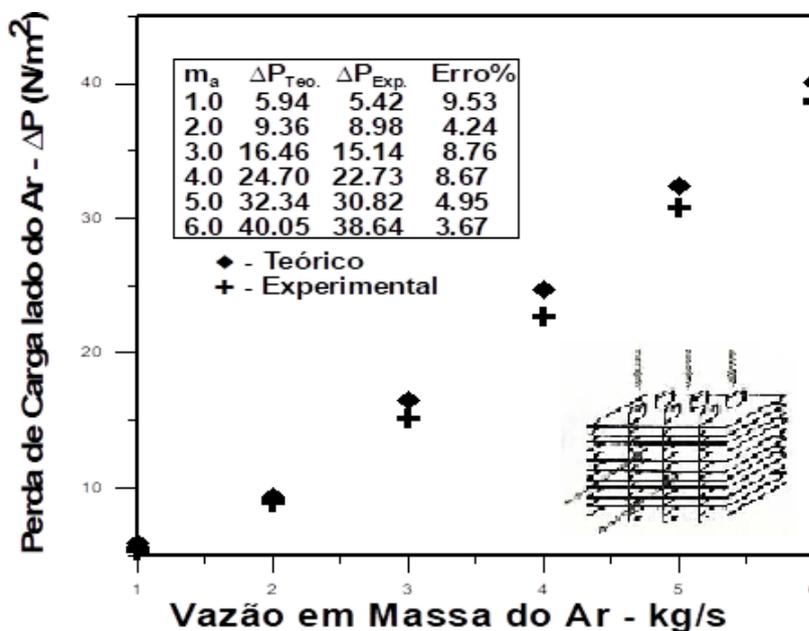


Fonte: Autores.

A comparação teórica *versus* experimental para a perda de carga no lado ar está representada na Figura 10. A comparação efetuada está em ótima concordância com os dados experimentais, quando se usa a metodologia acima descrita nesse trabalho.

No caso específico deste trabalho, o resultado admitido como correto é o que resulta em uma comparação com os dados experimentais inferiores a 10% de erro.

**Figura 10:** Comparação teórico versus experimental para a perda de carga, no lado do ar, no trocador de calor compacto de tubos chatos aletados.



Fonte: Autores

## 5 CONCLUSÃO

A análise efetuada possibilitou a criação de uma metodologia de solução para trocadores de calor compactos do tipo tubo chatos aletados. De fato, a metodologia utilizada possibilita a determinação da taxa de transferência de calor e a perda de carga no lado do ar de um trocador de calor compacto do tipo tubos chatos aletados (Radiador Automotivo), de forma aproximada, e para vazões relativamente baixas, dentro da faixa de aplicação,  $400 < Re < 10^4$ , para Fator de Colburn, J, e Coeficiente de Fricção, f.

Torna-se necessário definir um critério de parada definitivo para o modelo, tanto em relação à taxa de transferência de calor quanto em relação à perda de carga. Entretanto, do que os autores têm conhecimento, há falta de equações empíricas na literatura aberta que sejam suficientemente gerais, e representem uma ampla gama de resultados experimentais para o tipo de trocador compacto analisado por Nogueira, Aroucha e Pereira (2019).

## REFERÊNCIAS

- ALUR, S. **Experimental Studies on Plate Fin Heat Exchangers**. A Thesis Submitted for Award of Degree of Doctor of Philosophy. Mechanical Engineering Department, National Institute of Technology, Rourkela, 2012.
- AROUCHA, A.L.C.; PEREIRA, F.L. **Estudo e análise teórica e experimental de um tubo aletado tipo trocador de calor compacto (Radiador Automotivo)**. Projeto Final de Graduação pelo Curso de Engenharia de Produção com ênfase em Mecânica, Faculdade de Tecnologia da Universidade do Estado do Rio de Janeiro - FAT / UERJ. Orientador: Prof. Dr. Élcio Nogueira, Resende, Brasil, 2019.
- ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A. **Termodinâmica**. AMGH Editora Ltda: Porto Alegre. 2013.
- KAKAÇ, S. **Boilers, Evaporators, and Condensers**. John Wiley & Sons: INC. New York. 1991.
- KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat Exchangers: selection, rating, and thermal design**. 2 ed. CRC Press Book Company. 2002.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact heat exchangers**. New York: McGraw-Hill, 1984.
- KUMAR SARANGI. Mechanical Engineering Department, National Institute of Technology, Rourkela, 2007.
- MAZUMDAR, S.; SINGH, R. **CFD Studies on Flow Through Compact Heat Exchangers**. A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of Requirements for Degree of Bachelor of Technology, under Guidance of Prof. 2010.
- NAGAR, U. T.; TRIVEDI, B. M. Performance analysis and design of automobile radiator. **International Journal of Advance Engineering and Research Development**. V. 4, Issue 11, November -2017.
- NOGUEIRA, E. **Escoamento Laminar e Transferência de Calor em Fluidos Imiscíveis sem Estratificação**. (Tese) Pós-Graduação do Instituto Tecnológico de Aeronáutica. 1988.
- NOGUEIRA, E.; AROUCHA, A. L. C.; PEREIRA, F. L. Compact Heat Exchanger in Automotive Radiators: Theoretical Versus Experimental Analysis of Coefficient of Friction and Colburn Factor. **International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)** ISSN: 2321-9653, V. 7 Issue II, Feb 2019. Disponível em: [www.ijraset.com](http://www.ijraset.com). Acesso em: 15 fev. 2019.
- ÖZISIK, M. N. **Transferência De Calor: um texto básico**. Editora Guanabara Koogan S.A.: Rio de Janeiro. 1990.
- PABÓN, N. Y. L. **Projeto e Fabricação de um Túnel de Vento e Caracterização Térmica de um Radiador Automotivo**. (Dissertação) Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2014.
- RIBEIRO, L. N. **Otimização de Trocadores de Calor Compactos de Aletas Planas através da Análise da Camada Limite**. (Dissertação) Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade de Taubaté. 2007.
- STONE, K. M. **Review of Literature on Heat Transfer Enhancement in Compact Heat Exchangers**. Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois, Urbana, 1996.