

# ANÁLISE E SIMULAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR SOB CONDIÇÃO DE ENTUPIMENTO

**André Scaranto Cardoso**

ascaranto@hotmail.com

**Resumo.** *O seguinte trabalho se propõe a analisar o efeito na capacidade de troca de calor de um radiador automotivo quando ocorre entupimento na vazão de ar, como quando, por exemplo, lama penetra pela entrada de ar do radiador e prejudica o escoamento. Foram utilizados modelos para avaliar as trocas de calor por convecção para determinar o coeficiente global de troca de calor, a partir da geometria de um radiador suposto como “típico” e das propriedades termodinâmicas do ar e do fluido de arrefecimento. Além disso, modelos de desempenho de trocadores de calor foram aplicados para obter uma previsão da capacidade de troca de calor do radiador com e sem entupimento. O objetivo final do trabalho é determinar qual a capacidade extra de troca de calor com que deve contar o radiador para que seu correto funcionamento, mesmo que uma parte dele esteja inutilizada devido ao entupimento*

**Palavras chave:** Radiador, Trocador de Calor, Entupimento

## 1. Introdução

### 1.1. Trocadores de Calor

Trocadores de calor são estruturas projetadas para promover a troca de calor entre dois meios, na maioria das vezes, dois fluidos em movimento. Utilizam-se fluidos em movimento para aumentar a troca por convecção, uma vez que este tipo de troca de calor, em geral, ocorre mais rapidamente do que as trocas por condução e radiação, especialmente quando as temperaturas envolvidas são baixas, como no caso da aplicação em questão.

São utilizados para os mais diversos propósitos práticos: aquecimento, refrigeração, condicionamento de ar, usinas de geração de energia, plantas químicas, plantas petroquímicas, refinarias de petróleo, processamento de gás natural e tratamento de água, entre outros.

Existem trocadores de calor dos mais diversos tipos: aqueles onde há uma parede entre os fluidos, de modo que eles nunca se misturam, e aqueles onde existe mistura efetiva; aqueles onde as correntes de fluido correm paralelas e na mesma direção, paralelas e em direções contrárias, e em direções perpendiculares; aqueles onde um ou ambos os fluidos dividem-se em seções da estrutura do trocador e não se misturam mais, e aqueles onde isso não ocorre e todas as partículas dos fluidos estão sempre em contato; e, por fim, aqueles onde cada fluido possui apenas um passe no trocador, e aqueles onde pelos menos um dos fluidos tem mais de um passe; dentre outras possíveis variações na construção do trocador.

As três principais características que afetam o desempenho de um trocador de calor são as seguintes:

- Material de que é feita a estrutura do trocador, em especial a característica da condutividade térmica deste material.
- Geometria do trocador, que afeta como estão em contato os fluidos envolvidos e em que temperaturas ocorre esse contato.
- Características do escoamento dos fluidos: vazão, temperatura e propriedades como viscosidade e condutividade térmica dos fluidos envolvidos na troca de calor.

### 1.2. Radiador

Um radiador, como o mostrado na Figura 1 é um tipo de trocador de calor que promove a troca térmica entre o ar externo ao carro e o fluido de refrigeração do motor, em geral água (como será considerado nesse trabalho). É um sistema de enorme importância para o bom funcionamento do automóvel, uma vez que é responsável pelo resfriamento do motor, e sua falha pode ocasionar o superaquecimento, e conseqüente comprometimento da integridade física do motor.



Figura 1. – Foto de um Radiador Automotivo

O radiador é um trocador de calor de corrente cruzada entre ar e água. O ar escoar por um duto na parte da frente do carro, seja pelo próprio movimento do carro em relação ao ar, seja pela ação da ventoinha, que usualmente permanece ligada até que o carro atinja a velocidade de 30 km/h.

A água flui num sistema de mangueiras, passando por uma bomba centrífuga acionada por uma correia ligada ao virabrequim. Após a bomba, a água passa para os pistões do motor de modo a resfriá-los. Após isso, a água flui para o radiador em si, para ser resfriada e volta para o começo do circuito.

### 1.3. Relações de Efetividade – NUT

Para efetuar a análise e o dimensionamento de trocadores de calor existem dois métodos amplamente utilizados: o método das diferenças logarítmicas, que pode ser utilizado para determinar parâmetros físicos do trocador de calor se forem conhecidas as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos quente e frio, e que, no entanto, torna-se um método iterativo se for utilizado para determinar as temperaturas de saída a partir das temperaturas de entrada e de parâmetros como área de troca térmica, coeficiente global de troca de calor (que leva em conta os efeitos das resistências convectivas e condutivas) e da geometria do trocador.

O outro método, que pode ser utilizado de maneira direta em ambos os casos, é o método das relações entre efetividade  $\varepsilon$  e NUT, o número de unidades de troca de calor.

A efetividade é definida em termos daquela que seria a máxima troca de calor possível para um trocador de calor contracorrente que tivesse as mesmas temperaturas de entrada.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{TC}}{\dot{Q}_{max}} \quad (\text{Eq. 1})$$

Admitindo-se que o sistema não apresenta vazamento de fluido, e que não troca calor com suas vizinhanças (a única troca que ocorre é entre os fluidos), o balanço dos calores trocados diz:

$$\dot{Q}_{TC} = C_1(T_{1e} - T_{1s}) = C_2(T_{2e} - T_{2s}) \quad (\text{Eq. 2})$$

Onde o  $C$  é definido com a taxa de capacidade calorífica dada por:

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (\text{Eq. 3})$$

A máxima troca térmica possível é aquela em que o fluido de menor capacidade calorífica sai com a temperatura de entrada do outro fluido.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{2e} - T_{1e}) \quad (\text{Eq. 4})$$

Combinando as equações, temos que:

$$\varepsilon = \frac{C_1(T_{1e} - T_{1s})}{C_{min}(T_{2e} - T_{1e})} \quad (\text{Eq. 5})$$

Ou, analogamente:

$$\varepsilon = \frac{C_2 (T_{2e} - T_{2s})}{C_{min} (T_{2e} - T_{1e})} \quad (\text{Eq. 6})$$

O NUT, adimensional, por sua vez, é definido como:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (\text{Eq. 7})$$

Onde:

$U$  é o coeficiente global de troca de calor (W/(m<sup>2</sup>.K)).

$A$  é a área de troca em função da qual é definido o coeficiente  $U$ (m<sup>2</sup>).

$C_{min}$  é menor capacidade térmica dentre os dois fluidos que trocam calor(W/K).

Para o caso de trocadores de calor aletados em corrente cruzada com ambos os fluidos não-misturados, como é o caso da grande maioria dos radiadores automotivos, a relação entre a efetividade e o NUT é dada por:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NUT^{0.22} (e^{-Z \cdot NUT^{0.78}} - 1)}{Z}\right) \quad (\text{Eq. 8})$$

Onde  $Z$  é a relação adimensional entre as capacidades térmicas:

$$Z = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad 0 < Z \leq 1 \quad (\text{Eq. 9})$$

A equação dada é exata somente para  $Z=1$ , mas também pode ser utilizada como estimativa, caso  $0 < Z \leq 1$  [1].

Se algum dos fluidos envolvidos mudar de estado no trocador de calor (como é o caso de um evaporador ou condensador), temos que sua capacidade térmica tenderá ao infinito (não existe mudança de temperatura), de modo que  $Z$  tenderá a 0. Nesse caso, independentemente da geometria do trocador, teremos que:

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (\text{Eq. 10})$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (\text{Eq. 11})$$

Além das expressões mostradas, outro procedimento comum na análise de trocadores de calor é o levantamento de gráficos que relacionem efetividade e NUT, para diferentes configurações de trocador, e diferentes  $Z$ . Abaixo (Fig. 2), está mostrado o gráfico em questão para o caso de interesse para este estudo, correntes cruzadas e não misturadas, como é o usual em radiadores automotivos:

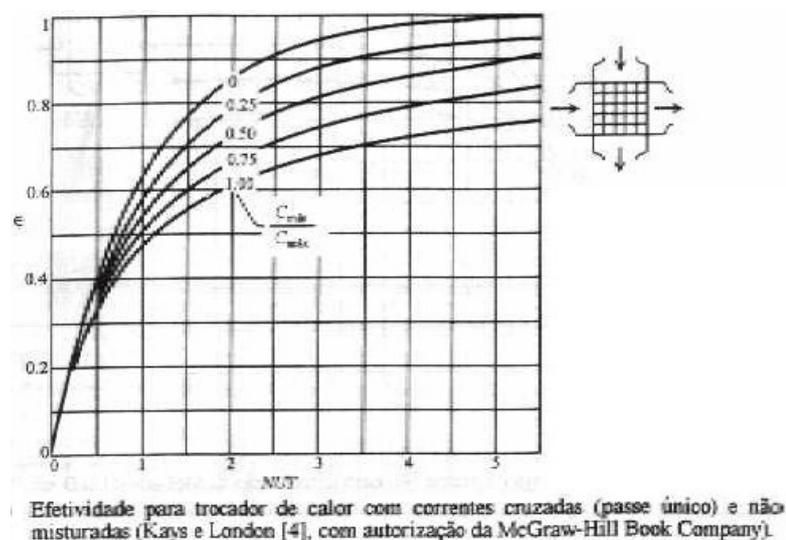


Figura 2. - Gráficos de Efetividade-NUT para trocador de correntes cruzadas não misturadas e diferentes  $Z$

#### 1.4. Número de Nusselt

Para o cálculo do número de unidades de transferência de calor NUT é necessário conhecer o coeficiente de transferência de calor por convecção  $h$  para ambos os escoamentos, como mostrado na seguinte fórmula:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2 A_2}} \quad (\text{Eq. 12})$$

Para o caso, por exemplo, de um trocador de calor de dois tubos concêntricos de comprimento  $L$ , sendo  $k$  a condutividade térmica do material que se situa entre os dois fluidos que trocam calor.

Para obter-se uma estimativa desse parâmetro, o principal método envolve a utilização de fórmulas empíricas que inter-relacionam parâmetros adimensionais do escoamento, como o número de Reynolds, número de Prandtl e alguma relação geométrica e o número de Nusselt, que é uma medida da transferência de calor que ocorre na superfície de contato do fluido com a parede.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad (\text{Eq. 13})$$

Onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $L$  é um comprimento característico do escoamento e  $k_f$  é a condutividade térmica do material do fluido nas condições de temperatura e pressão do escoamento.

Existem diversas teorias e estudos para prever o comportamento do número de Nusselt em diferentes escoamentos. Para o caso de tubos circulares com escoamento turbulento, uma possibilidade é a equação de Colburn, obtida atrás da analogia de Chilton-Colburn entre as camadas limite de velocidade e de temperatura:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (\text{Eq. 14})$$

Sendo conhecidas as expressões para  $Re$  e  $Pr$ :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (\text{Eq. 15})$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (\text{Eq. 16})$$

Outra, possibilidade, essa experimental, e com melhores resultados, é a utilização das equações de Dittus-Boelter:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0,4} \quad (\text{Aquecimento}) \quad (\text{Eq. 17})$$

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0,3} \quad (\text{Resfriamento}) \quad (\text{Eq. 18})$$

Confirmadas experimentalmente para a seguinte faixa de condições:

$$\left[ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Para o caso do escoamento laminar, o  $Nu$  varia com a geometria do tubo, bem como com a distribuição de troca de calor ao longo do comprimento dele. Para o caso de um tubo retangular, com a dimensão maior cerca de 8 vezes a dimensão menor (como será o caso neste trabalho), temos:

$$Nu_D = 6,49 \quad (\dot{q}_s \text{ uniforme}) \quad (\text{Eq. 19})$$

$$Nu_D = 5,60 \quad (T_s \text{ uniforme}) \quad (\text{Eq. 20})$$

Todas as equações pressupõem variações relativamente pequenas de temperatura de modo que as propriedades (viscosidade, condutividade, etc) não sejam significativamente afetadas, e estejam bem representadas pelos valores estimados na temperatura média do escoamento.

É importante notar que, embora as relações sejam válidas para escoamentos em tubos circulares, as mesmas relações podem ser aplicadas para escoamentos em outros tipos de geometrias, desde que se calcule um diâmetro equivalente,  $D_h$ , denominado diâmetro hidráulico:

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{P} \quad (\text{Eq. 21})$$

Onde  $A_{tr}$  é a área da seção transversal onde o ocorre o escoamento, e P é o denominado perímetro molhado.

### 3. Modelo com entupimento uniforme

#### 3.1. Hipóteses

Para modelar o desempenho de troca de calor dos radiadores, com e sem entupimento, serão consideradas as seguintes hipóteses:

- Para um dado entupimento, a vazão de ar é a mesma do que aquela que ocorre quando o radiador está desempedido, ou seja, o entupimento não provoca perda de carga (o que é razoável admitir para pequenos entupimentos).
- O entupimento é distribuído de maneira aproximadamente uniforme, o que faz com que o trocador de calor funcione da mesma maneira, mantendo-se a validade das relações entre efetividade e NUT.
- A perda de área de troca de calor, em porcentagem, pelo entupimento, é a mesma perda percentual de área transversal de escoamento de ar (embora essas áreas sejam diferentes).
- Os coeficientes de película h do ar e do líquido de arrefecimento no trocador serão assumidos como constantes, bem como os calores específicos a pressão constante e densidade de ambos os fluidos.
- A resistência térmica devida as paredes metálicas do radiador entre os fluidos será desprezada (esperasse que a convecção em ambos os lados seja dominante em relação à essa condução).
- Na área de passagem de ar, será desprezada a espessura do metal que forma a canaleta.

#### 3.2. Dados

Os seguintes dados, tomados como aqueles de um radiador típico [3], serão necessários para que se efetuem as simulações:

Geometria:

- Largura do Radiador  $L_{rad}$  : 0,6096m
- Altura do Radiador  $H_{rad}$  : 0,4318m
- Comprimento do Radiador  $C_{rad}$  : 0,0246m
- Largura dos Tubos  $L_{tub}$  : 0,0246m
- Altura dos Tubos  $H_{tub}$  : 0,00156m
- Comprimento dos Tubos  $C_{tub}$  : 0,6096m
- Largura da Canaleta de Ar  $L_{can}$  : 0,001587m
- Altura da Canaleta  $H_{can}$  : 0,01188m
- Comprimento da Canaleta  $C_{can}$  : 0,0246m
- Número de tubos n: 33tubos

Propriedades dos Fluidos:

- Líquido de Arrefecimento: 50-50 Glicol-Água
- Condutividade Térmica do líquido  $k_l$ : **0,4151 W/(K.m)**
- Calor específico do líquido  $c_{pl}$ : **3681,92 J/(kg.K)**
- Densidade do líquido  $\rho_l$ : **1015,57 kg/m<sup>3</sup>**
- Viscosidade dinâmica do líquido  $\mu_l$ : **0,0007441 Pa.s**

- Condutividade Térmica do ar  $k_a: 0,02663 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m})$
- Calor específico do ar  $c_{pa}: 1004,16 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
- Densidade do ar  $\rho_a: 1,137 \text{ kg}/\text{m}^3$
- Viscosidade dinâmica do ar  $\mu_a: 0,00001912 \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Dados Operacionais:

- Temperatura de entrada do líquido  $T_i: 120^\circ\text{C}$
- Temperatura de entrada do ar  $T_a: 40,0^\circ\text{C}$
- Vazão de entrada de líquido  $Q_l: 0,00189 \text{ m}^3/\text{s}$
- Vazão de entrada de ar  $Q_a: 1,1086 \text{ m}^3/\text{s}$

### 3.3. Desenvolvimento

a) Radiador sem Entupimento

Cálculo da área transversal de passagem de ar:

$$A_{t-ar} = 32 \times L_{can} \times H_{can} = 0,2317 \text{ m}^2$$

Velocidade do ar:

$$V_{ar} = \frac{Q_a}{A_{t-ar}} = 4,78 \text{ m/s}$$

Diâmetro hidráulico de uma canaleta (equação 22):

$$D_{h-ar} = \frac{4A_{t-ar}}{P_{can}} = \frac{4H_{can} \times L_{can}}{2 \times (H_{can} + L_{can})} = 2,8 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Reynolds do escoamento (equação 15):

$$Re_{ar} = \frac{\rho V D}{\mu} = 795,9$$

O que implica que o escoamento é laminar, ou seja, o número de Nusselt pode ser estimado independentemente do Re e de Pr. Como a canaleta é pequena, pode-se supor que a temperatura de superfície não varie ao longo de uma única canaleta, de onde vem (equação 21):

$$Nu_{D-ar} = \frac{hD}{k} = 5,60$$

Logo, o coeficiente de película é:

$$h_{ar} = 53,27 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Cálculo da velocidade do líquido:

$$A_{t-líq} = 33 \times L_{tub} \times H_{tub} = 0,001267 \text{ m}^2$$

$$V_{líq} = \frac{Q_l}{A_{t-líq}} = 1,49 \text{ m/s}$$

Diâmetro hidráulico de um tubo (equação 22):

$$D_{h-ar} = \frac{4A_{t-líq}}{P_{tub}} = \frac{4H_{tub} \times L_{tub}}{2 \times (H_{tub} + L_{tub})} = 2,94 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Reynolds do escoamento (equação 15):

$$Re_{liq} = \frac{\rho V D}{\mu} = 5978,9$$

Logo, temos escoamento turbulento, e, utilizando a equação de Dittus-Boelter (equação 18), temos:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0,3}$$

Calculando o número de Prandtl (equação 16):

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = 6,60$$

Temos então substituindo:

$$Nu_{D-liq} = \frac{hD}{k} = 42,55$$

E o coeficiente de troca de calor por convecção é:

$$h_{liq} = 6007,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

As áreas de troca de calor são dadas por:

$$A_{liq} = 33 \times 2 \times (L_{tub} \times C_{tub} + H_{tub} \times C_{tub}) = 1,052 \text{ m}^2$$

$$A_{ar} = 32 \times \frac{L_{rad}}{L_{can}} \times 2 \times (L_{can} \times C_{can} + H_{can} \times C_{can}) = 8,144 \text{ m}^2$$

Com isso, pode-se determinar UA (equação 12):

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{ar} A_{ar}} + \frac{1}{h_{liq} A_{liq}}} = 405,9 \text{ W}/\text{K}$$

Para determinar  $C_{mín}$ , determinamos C para ambos os escoamentos (equação 3):

$$C_{ar} = \rho_{ar} c_{p-ar} Q_{ar} = 1,266 \text{ kW}/\text{K}$$

$$C_{liq} = \rho_{liq} c_{p-liq} Q_{liq} = 7,067 \text{ kW}/\text{K}$$

Logo, o  $C_{mín}$  é o do ar.

E o NUT fica (equação 7):

$$NUT = \frac{UA}{C_{mín}} = 0,32$$

E o Z é (equação 9):

$$Z = \frac{C_{mín}}{C_{max}} = 0,179$$

Podemos então calcular a eficiência do trocador de calor (equação 8):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NUT^{0,22} \cdot (e^{-Z NUT^{0,72}} - 1)}{Z}\right) = 0,266$$

E com isso, o calor trocado é dado por (equações 1 e 2):

$$\dot{Q}_{TC} = \varepsilon \cdot C_{mín} (T_{2s} - T_{1s}) = 26,9 \text{ kW}$$

b) Radiador Entupido

Para o caso do radiador entupido, supondo um entupimento de 10%, temos as seguintes mudanças:

$$A_{t-ar-entup} = 90\% \cdot A_{t-ar} = 0,2085 \text{ m}^2$$

Com isso a velocidade é:

$$V_{ar-entup} = 5,31 \text{ m/s}$$

E o número de Reynolds, fica:

$$Re_{ar-entup} = \frac{\rho V D}{\mu} = 884,3$$

Ou seja, continuamos a ter escoamento laminar, e portanto o número de Nusselt, e com isso, o h, permanecem inalterados.

Com relação ao líquido de arrefecimento, não há alteração alguma no seu escoamento. A área de troca de calor do ar, conforme citado nas hipóteses, fica diminuída de 10%:

$$A_{ar-entup} = 90\% \cdot A_{ar} = 7,330 \text{ m}^2$$

Assim, recalculando UA e o NUT:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{ar} A_{ar}} + \frac{1}{h_{liq} A_{liq}}} = 367,7 \text{ W/K}$$

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} = 0,29$$

E a efetividade é então:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NUT^{0,22} \cdot (\varepsilon - 2NUT^{0,72} - 1)}{z}\right) = 0,244$$

E o calor trocado:

$$\dot{Q}_{TC} = \varepsilon \cdot C_{min} (T_{2s} - T_{1s}) = 24,7 \text{ kW}$$

Configurando uma queda de 8,3%.

### 3.3 Modelo com entupimento localizado

Para modelar um entupimento localizado, considerou-se o trocador como formado por 9 trocadores menores, com funcionamento análogo ao do radiador (trocador de escoamento cruzado com os dois fluidos não misturados). A Figura 4 mostra o esquema do radiador feito em uma planilha de Microsoft Excel. As regiões em branco representam seções em que o ar pode passar livremente, enquanto as regiões em marrom representam o entupimento.

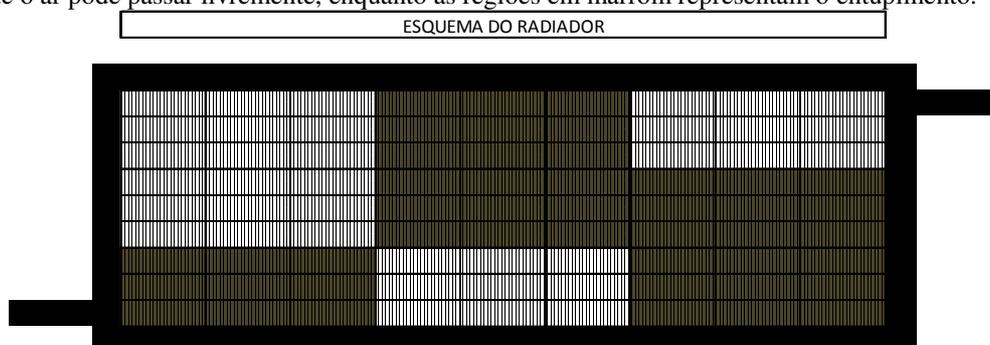


Figura3 – Esquema do radiador mostrando regiões livres e entupidas

O procedimento então foi utilizar os mesmo dados do modelo anterior e considerar que nas regiões entupidas simplesmente não haveria troca de calor. As hipóteses usadas anteriormente, como, por exemplo, a de que o entupimento não causa queda de pressão, e, portanto, não diminui a vazão de ar, continuaram sendo utilizadas.

A Figura 4 mostra o resultado obtido para o caso de entupimento mostrado na Figura 3. As caixas mostram a eficiência calculada, se não houver entupimento naquele trecho, e mostram eficiência 0, se o trecho em questão estiver entupido. As caixas à direita da eficiência de cada trecho mostram a temperatura do refrigerante após aquele trecho e a quantidade de calor trocada no trecho. Na parte inferior, uma célula mostra a temperatura final do refrigerante e a quantidade de calor trocada total no radiador que é a informação de maior interesse para este trabalho.

Trecho 1				Trecho 2				Trecho 3			
Eficiência	0,13	Calor trocado (W)	3311	Eficiência	0	Calor trocado (W)	0	Eficiência	0,13	Calor trocado (W)	3253
		Temperatura (°C)	118,6			Temperatura (°C)	118,6			Temperatura (°C)	117,2
Trecho 4				Trecho 5				Trecho 6			
Eficiência	0,13	Calor trocado (W)	3311	Eficiência	0	Calor trocado (W)	0	Eficiência	0	Calor trocado (W)	0
		Temperatura (°C)	118,6			Temperatura (°C)	118,6			Temperatura (°C)	118,6
Trecho 7				Trecho 8				Trecho 9			
Eficiência	0	Calor trocado (W)	0	Eficiência	0,13	Calor trocado (W)	3311	Eficiência	0	Calor trocado (W)	0
		Temperatura (°C)	120			Temperatura (°C)	118,6			Temperatura (°C)	118,6
Temperatura final do refrigerante (°C)		118,13		Calor Trocado Total (W)		13185,67					

Figura 4 - Resultados calculados

#### 4. Conclusão

Em primeiro lugar, as duas modelagens são coerentes entre si – a diferença entre os valores previstos para o radiador livre é inferior a 1%.

Outra conclusão a ser percebida é a de que o entupimento é mais crítico no caso de escoamento laminar do que no turbulento. Quando a vazão de ar era de 1,1 m<sup>3</sup>/s a perda de capacidade de troca de calor para um dos 9 trechos entupido foi de 9,5%. Para a vazão de 3 m<sup>3</sup>/s, que faz com que o regime de escoamento seja o turbulento, a perda percentual foi de 4,1%.

Isso leva a conclusão de que o entupimento é mais crítico quando a velocidade do carro é menor, e portanto, a vazão de ar que passa no radiador é menor (o que em parte explica o uso da ventoinha para ventilar mecanicamente o radiador).

A turbulência pode aumentar em muito a troca de calor. Seria uma idéia a ser levada em consideração, utilizar peças que induzam a turbulência no escoamento de ar para melhorar a capacidade de troca de calor do radiador.

Outra conclusão que pode ser observada nos resultados, é a de que a posição dos entupimentos, de acordo com o modelo, tem muito pouca influência no resultado final da troca de calor. As Figuras 16, 18 e 20, mostram que a diferença percentual entre a troca de calor nas 3 configurações diferentes é inferior a 1%. É importante notar que, se fosse utilizado um modelo mais realista que levasse em conta as velocidades locais em cada ponto, este resultado poderia ser diferente.

As principais fraquezas no modelo são devidas as hipóteses simplificadoras usadas.

Seria possível incluir a perda de carga causada pelo entupimento no modelo. A presença de regiões entupidas diminuiria a vazão de ar (o que não foi considerado nesse trabalho), como realmente ocorre no funcionamento real de um radiador. A diferença seria mais significativa no caso de entupimentos maiores, onde o efeito da perda de carga é maior.

Outra proposta de melhoria seria o uso de programas de computador de dinâmica dos fluidos, que modelariam com muito mais precisão as velocidades do ar em cada ponto, e conseqüentemente as trocas de calor em cada ponto.

No entanto, o método descrito neste trabalho provê uma alternativa rápida e consistente para uma previsão da perda de capacidade de troca de calor em casos de entupimento, ao contrario de um método computacional, que seria muito mais lento, trabalhoso e oneroso.

## 5. Referências

- [1] - INCROPERA, F. P.; DEWITT D. P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, Sexta Edição, Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora, 2008.
- [2] - KAYS, W. M.; LONDON, A. L., Compact Heat Exchangers, 3<sup>rd</sup> Edition. Mc Graw Hill Book Company, 1984
- [3] – MAPLESOFT, Designing a More Effective Car Radiator, 2008
- [4] - QUIM, N., Desenvolvimento de uma Metodologia de Simulação Aplicada ao Sistema de Arrefecimento Veicular. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 2007

## ANALYSIS AND SIMULATION OF THE FUNCIONING OF HEAT EXCHANGERS IN CLOGGING CONDITION

**André Scaranto Cardoso**

**Abstract.** The following work aims to analyze the effect on the heat exchanging capacity of an automotive radiator when the air flow is somehow clogged, as when, for example, mud penetrates the air entrance, compromising the flow. Models to evaluate the convective heat exchange were utilized to determine the global heat exchange coefficient, based on the geometry of a typical radiator and on the air and coolant's thermodynamic properties. Besides that, models of heat exchanger performances were applied to obtain an estimation of the heat exchange power of both the clean and the clogged radiator. The final objective of this work is to determine the extra heat exchange capacity necessary for the radiator to correctly operate even when part of it is useless due to clogging.

**Keywords.** *Radiator, Heat Exchanger, Clogging*