

Universidade de São Paulo Escola Politécnica

Departamento de Engenharia Mecânica

Análise e simulação do funcionamento de trocadores de calor sob  
condição de entupimento

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para obtenção do título de  
Graduação em Engenharia Mecânica.

André Scaranto Cardoso

Orientador: Prof. Dr. Marcos M. Pimenta

Coordenador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

São Paulo

2011

Universidade de São Paulo Escola Politécnica

Departamento de Engenharia Mecânica

Análise e simulação do funcionamento de trocadores de calor sob  
condição de entupimento

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para obtenção do título de  
Graduação em Engenharia Mecânica.

André Scaranto Cardoso

Orientador: Prof. Dr. Marcos M. Pimenta

Coordenador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

São Paulo

2011

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**Cardoso, André Scaranto**

**Análise e simulação do funcionamento de trocadores de calor sob condição de entupimento / A.S. Cardoso. – São Paulo, 2011.**

**28 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Trocadores de calor 2.Radiadores automotivos I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

## 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 não haja superaquecimento do motor se a troca for prejudicada por algum eventual entupimento.

## 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.

# SUMÁRIO

1. Introdução .....	7
1.1. Trocadores de Calor .....	7
1.2. Radiador .....	8
1.3. Relações de Efetividade – NUT .....	9
1.4. Número de Nusselt .....	14
2. Modelo entupimento uniforme .....	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
2.1. Hipóteses .....	16
2.2. Dados .....	17
2.3. Desenvolvimento .....	19
2.3.1. Radiador sem entupimento .....	19
3. Modelo de entupimento localizado .....	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
4. Conclusão .....	33
5. Cronograma .....	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
5.1. Segundo semestre de 2010 .....	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
5.2. Primeiro semestre de 2011 .....	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
5.3. Segundo semestre de 2011 .....	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
6. Bibliografia .....	35

# 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 – Exemplo de Radiador de Carro



O radiador é um trocador de calor de corrente cruzada entre ar e água. O ar escoa 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.

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

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:

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

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

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

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

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

Combinando as equações, temos que:

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

Ou, analogamente:

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

O NUT, por sua vez, é definido como:

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

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:

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

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

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

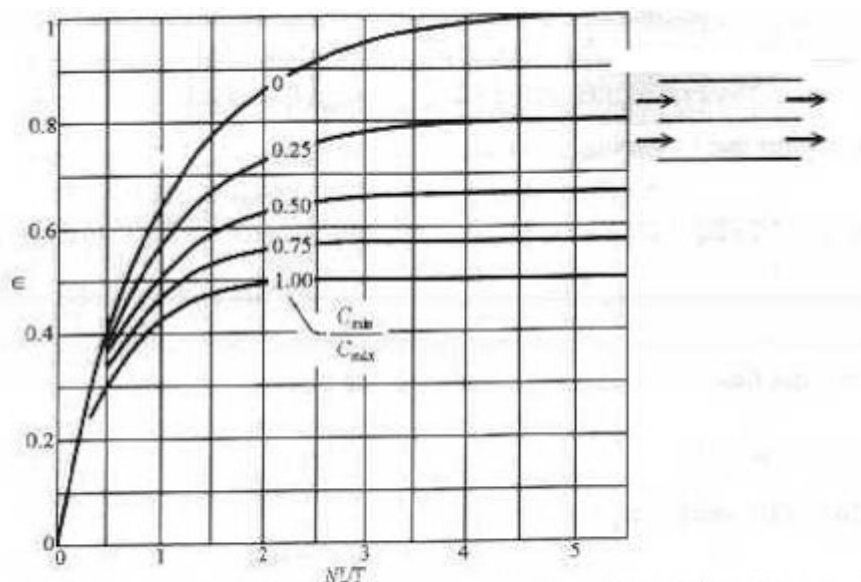
A equação dada é exata somente para  $Z=1$ , mas também pode ser utilizada como estimativa, caso  $0 < Z \leq 1$  [3].

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:

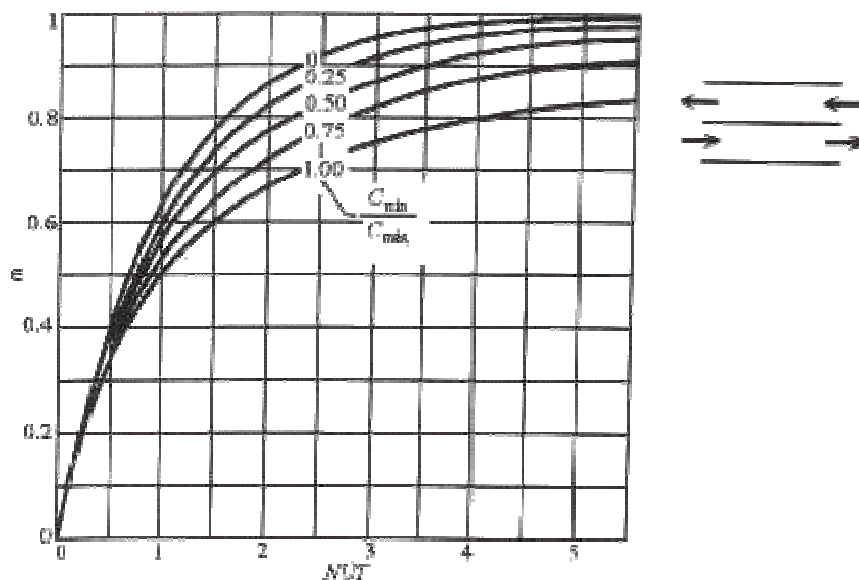
$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (10)$$

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

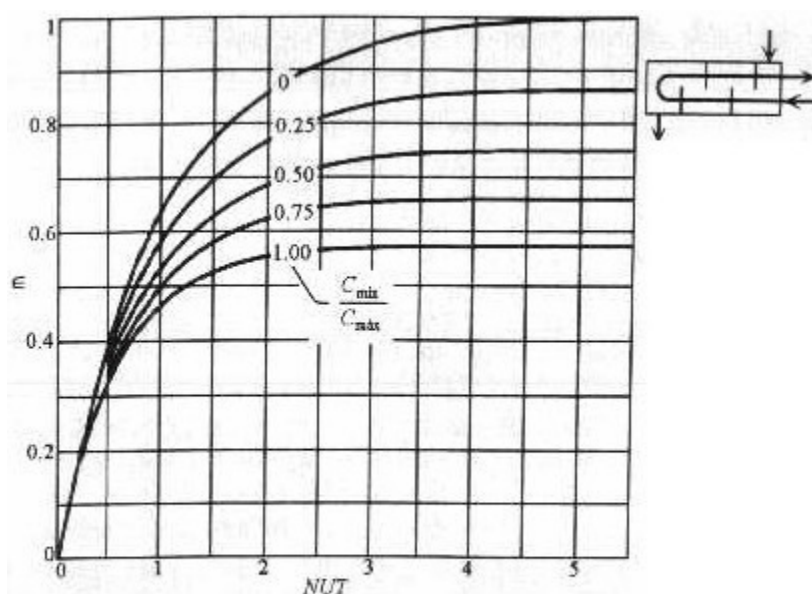
Além das expressões mostradas, outro procedimento comum na análise de trocadores de calor é o levantamento de gráficos que relacionem efetividade e NUT, para diferentes configurações de trocador, e diferentes Z. Alguns desses gráficos são mostrados abaixo:



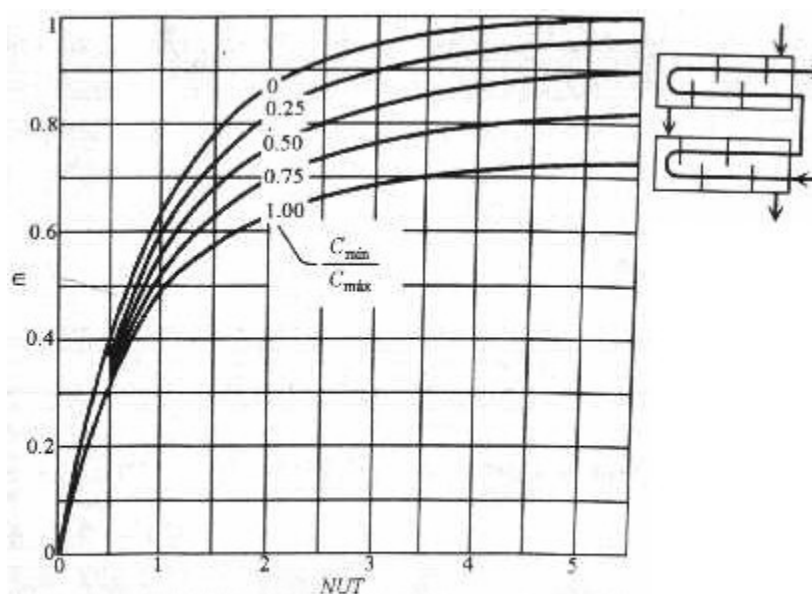
Efetividade para trocador de calor com correntes paralelas (Kays e London [4], com autorização da McGraw - Hill Book Company)



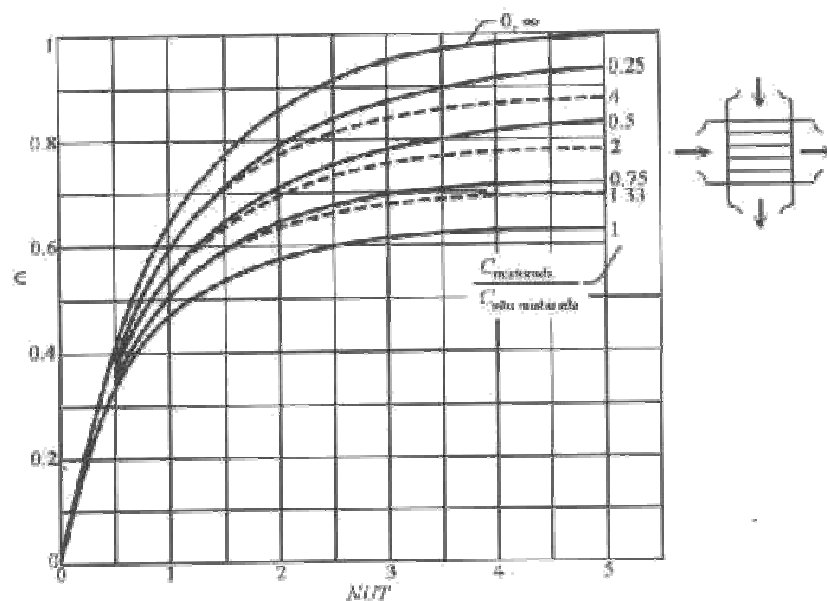
Efetividade para trocador de calor com correntes contrárias (Kays e London [4], com autorização da McGraw-Hill Book Company).



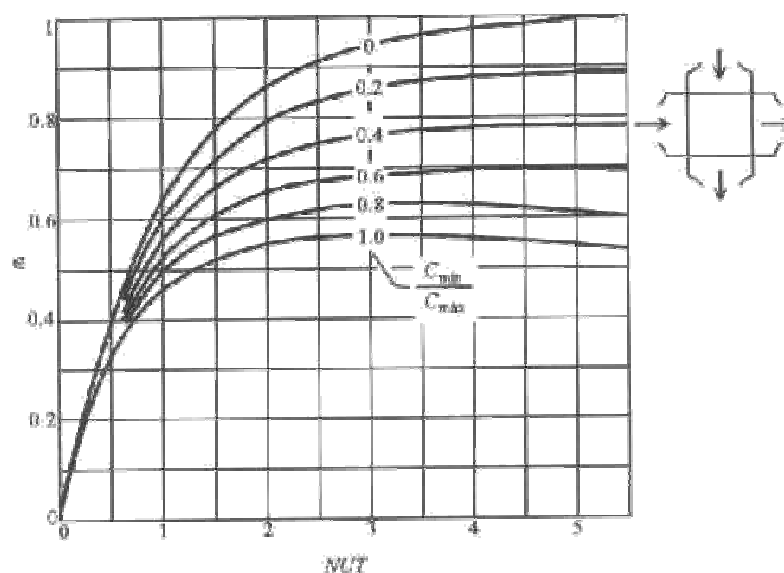
Efetividade para trocador de calor casco - tubo com um passe na carcaça e dois, ou um múltiplo de dois, passes nos tubos (Kays e London [4], com autorização da McGraw - Hill Book Company).



Efetividade para trocador de calor casco - tubo com dois passes na carcaça e quatro, ou um múltiplo de quatro, passes nos tubos (Kays e London [4], com autorização da McGraw - Hill Book Company).



Efetividade para trocador de calor com correntes cruzadas (passe único) e com um escoamento misturado e outro não misturado (Kays e London [4], com autorização da McGraw-Hill Book Company).



Efetividade para trocador de calor com correntes cruzadas (passe único) e misturadas (Kays e London [4], com autorização da McGraw-Hill Book Company).

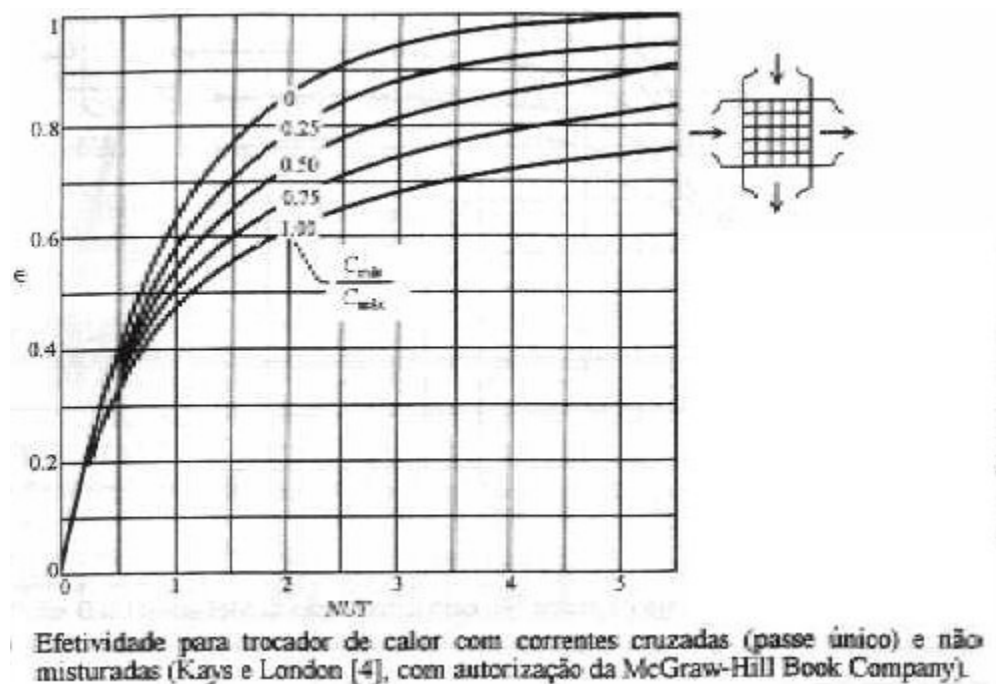


Figura 2 - Gráficos de Efetividade-NUT para diferentes configurações geométricas e diferentes Z

O caso de principal interesse para este estudo é aquele que é observado comumente em radiadores automotivos: trocador de calor com correntes cruzada e não misturadas.

#### 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:

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

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.

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

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:

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

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

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (15)$$

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

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

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

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

Confirmadas experimentalmente para a seguinte faixa de condições:

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

As equações até agora expostas, são de fácil utilização, mas normalmente incorrem em erros de até 25%. Pode-se reduzir esses erros para menos do que 10% com o uso de equações mais complexas, como a correlação proposta por Gnielinski [2]:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (19)$$

Onde o fator de atrito  $f$  pode ser obtido do diagrama de Moody [2].

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:

$$Nu_D = 6,49 \quad (\dot{q}_s \text{ uniforme}) \quad (20)$$

$$Nu_D = 5,60 \quad (T_s \text{ uniforme}) \quad (21)$$

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, denominado diâmetro hidráulico:

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{P} \quad (22)$$

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

## 2. MODELO DE ENTUPIMENTO UNIFORME

### 2.1. 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 desimpedido, 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.

## 2.2. Dados

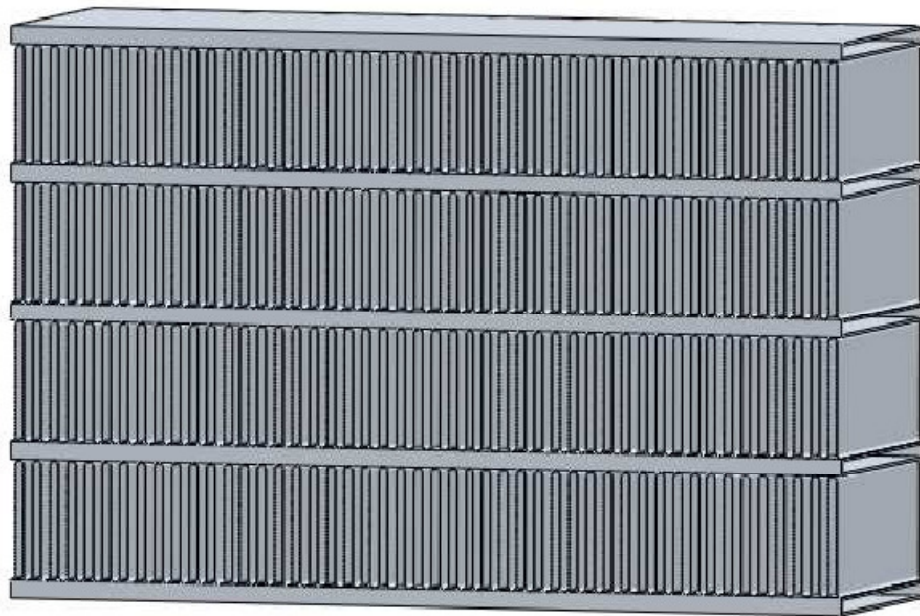


Figura 3 – Disposição geométrica do radiador

Os seguintes dados, tomados como aqueles de um radiador típico [4], 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  $\rho_l$ : 1015,57kg/m<sup>3</sup>

- Viscosidade dinâmica do líquido  $\mu_l$ : 0,0007441 Pa.s
- Condutividade Térmica do ar  $k_a$ : 0,02663 W/(K.m)
- Calor específico do ar  $c_{pa}$ : 1004,16 J/(kg.K)
- Densidade do ar  $\rho_a$ : 1,137 kg/m<sup>3</sup>
- Viscosidade dinâmica do ar  $\mu_a$ : 0,00001912 Pa.s

Dados Operacionais:

- Temperatura de entrada do líquido  $T_l$ : 120°C
- Temperatura de entrada do ar  $T_a$ : 40,0°C
- Vazão de entrada de líquido  $Q_l$ : 0,00189 m<sup>3</sup>/s
- Vazão de entrada de ar  $Q_a$ : 1,1086 m<sup>3</sup>/s

## 2.3. Desenvolvimento

### 2.3.1. Radiador sem entupimento

Cálculo da área transversal de passagem de ar:

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

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:

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

Cálculo da velocidade do líquido:

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

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

Diâmetro hidráulico de um tubo (equação 22):

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

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:

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

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):

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

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

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

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

Logo, o  $C_{mín}$  é o do ar.

E o NUT fica (equação 7):

$$NUT = \frac{U.A}{C_{min}} = 0.32$$

E o Z é (equação 9):

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

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

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NUT^{0.22} \cdot (e^{-Z \cdot NUT^{0.78}} - 1)}{Z}\right) = 0,266$$

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

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

### 2.3.2. Radiador entupido

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

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

Com isso a velocidade é:

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

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%:

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

Assim, recalculando UA:

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

O NUT passa a ser:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{min}} = 0,29$$

E a efetividade é então:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NUT^{0.22} \cdot (e^{-Z \cdot NUT^{0.78}} - 1)}{Z}\right) = 0,244$$

E o calor trocado:

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

Configurando uma queda de 8,3%, para um entupimento de 10%, em relação ao valor calculado sem entupimento.

A diminuição de área foi em parte compensada pelo aumento da capacidade de troca por conta do aumento da velocidade do ar.

### 3. MODELO DE 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.



Figura 4 – Esquema do radiador mostrando a divisão realizada

As regiões em branco representam seções em que o ar pode passar livremente, enquanto as regiões em marrom representam o entupimento, conforme mostrado nas Figuras 5 e 6.



Figura 5 – Representação de região do radiador com passagem livre



Figura 6 – Representação de região do radiador com passagem obstruída

A Figura 7 mostra um exemplo de condição do radiador, onde estão entupidas as regiões 2, 5, 6, 7 e 9; e livres as regiões 1, 3, 4 e 8.

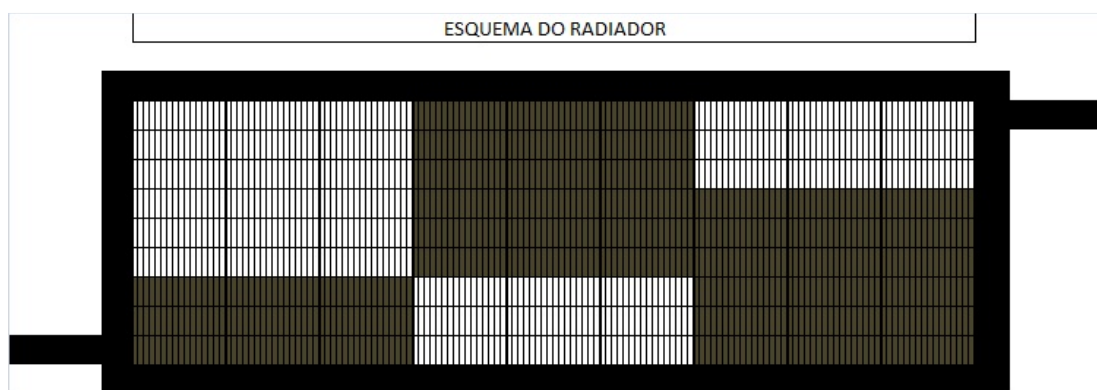


Figura 7 – Exemplo de entupimento

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 Tabela 1 mostra os dados lançados na planilha, com os cálculos dos adimensionais e dos NUT e eficiência dos trocadores (cada um dos 9 que foi considerado como um trocador menor).

Tabela 1 – Dados lançados na planilha

AR	
Vazão de ar (m <sup>3</sup> /s)	1,103
Número de trechos livres	4
Vazão por trecho (kg/s)	0,28
Temperatura de entrada do ar (°C)	40
Área de passagem de ar (m <sup>2</sup> )	0,0257



Velocidade do ar (m/s)	10,7
Diâmetro hidráulico do ar (m)	0,0028
Densidade do ar (kg/m <sup>3</sup> )	1,137
Viscosidade do ar (N.s/m <sup>2</sup> )	0,00001912
Reynolds do ar	1783
Nusselt do ar	5,6
Condutividade térmica do ar (W/(K.m))	0,02663
Calor específico do ar (kJ/(kg.K))	1004,16
Coeficiente de película (W/(K.m <sup>2</sup> ))	53,3
Área de troca de calor do ar total (m <sup>2</sup> )	8,144
Área de troca de calor do ar individual (m <sup>2</sup> )	0,905

<b>REFRIGERANTE</b>	
Vazão de refrigerante total (m <sup>3</sup> /s)	0,00189
Vazão por linha de refrigerante (m <sup>3</sup> /s)	0,00063
Temperatura de entrada do refrigerante (°C)	120
Área de passagem de refrigerante (m <sup>2</sup> )	0,001267
Velocidade do líquido (m/s)	1,49
Diâmetro hidráulico do líquido (m)	0,00294
Densidade do líquido (kg/m <sup>3</sup> )	1015,57
Viscosidade do líquido (N.s/m <sup>2</sup> )	0,0007441
Reynolds do líquido	5986
Condutividade térmica do líquido (W/(K.m))	0,4151
Calor específico do líquido (kJ/(kg.K))	3681,92
Prandtl do líquido	6,60
Nusselt do líquido	42,6
Coeficiente de película (W/(K.m <sup>2</sup> ))	6013,0
Área de troca de calor do líquido total (m <sup>2</sup> )	1,025
Área de troca de calor do líquido individual (m <sup>2</sup> )	0,114

<b>UA (kW/K)</b>	45,0
Capacidade calorífica do ar (kW/K)	314,8
Capacidade calorífica do líquido (kW/K)	2355,7
Capacidade calorífica mínima (kW/K)	314,8
<b>NUT</b>	0,14
<b>Z</b>	0,13
<b>Eficiência</b>	0,13

Os dados em branco são dados de entrada da literatura, enquanto os dados em cinza são obtidos por cálculos ou pela condição específica de entupimento. Os cálculos realizados são análogos àqueles feitos no modelo anterior, para o caso do trocador livre.

A Figura 8 mostra o resultado obtido para o caso de entupimento mostrado na Figura 7. As caixas mostram a eficiência calculada, se não houver entupimento naquele trecho, e mostram eficiência 0, se o trecho em questão estiver entupido e a quantidade de calor trocada no trecho. Também é mostrada a temperatura do refrigerante entre cada 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.

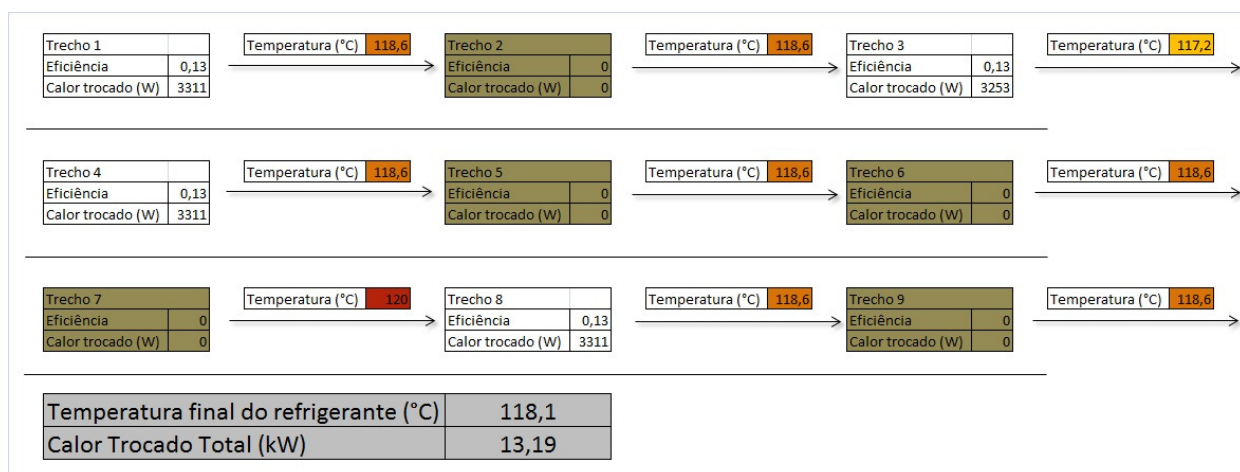


Figura 8 - Resultados calculados para o exemplo

A planilha também faz uso de uma escala de cores, do vermelho ao amarelo, para demonstrar visualmente o efeito do resfriamento, e os trechos entupidos, onde não ocorre troca de calor, estão coloridos de marrom, para seguir o padrão de representação do entupimento.

A Figura 9 mostra os resultados para o trocador sem nenhum entupimento, com os mesmos dados utilizados na simulação anterior (modelo de entupimento homogêneo) para servir de comparação. E a Figura 10 mostra os cálculos associados.

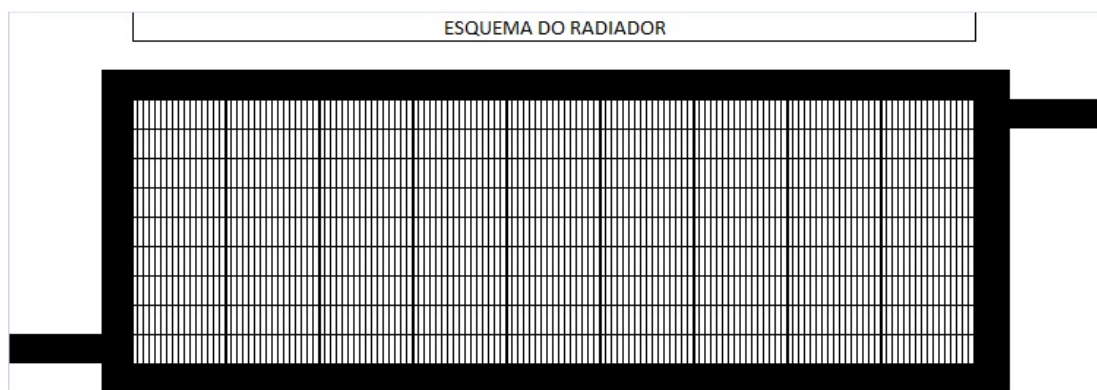


Figura 9 – Esquema do radiador sem entupimento para comparação

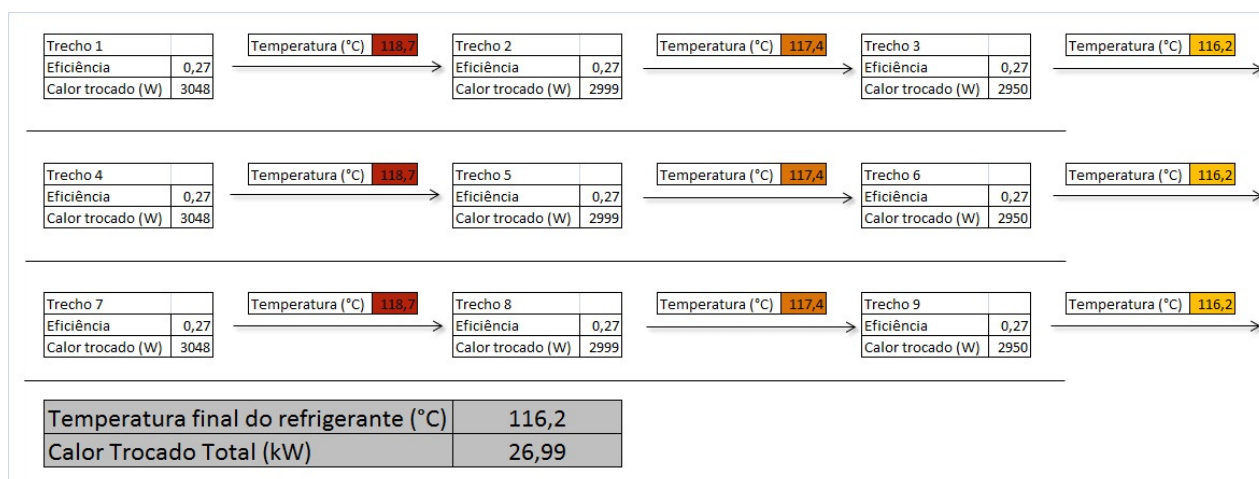


Figura 10 – Cálculos para o esquema da Figura 9

Na Figura 11 é mostrado o esquema com apenas um dos 9 trechos entupidos, o que corresponde a um entupimento de 11,1%, que pode ser usado para comparar os resultados deste modelo e do anterior (já que os cálculos do anterior foram feitos com entupimento de 10%). A Figura 12 mostra os resultados calculados.

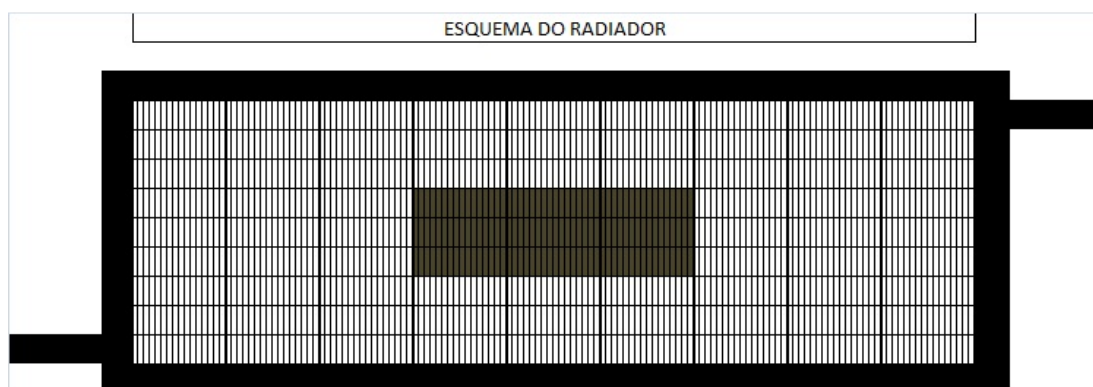


Figura 11 – Esquema com um trecho entupido

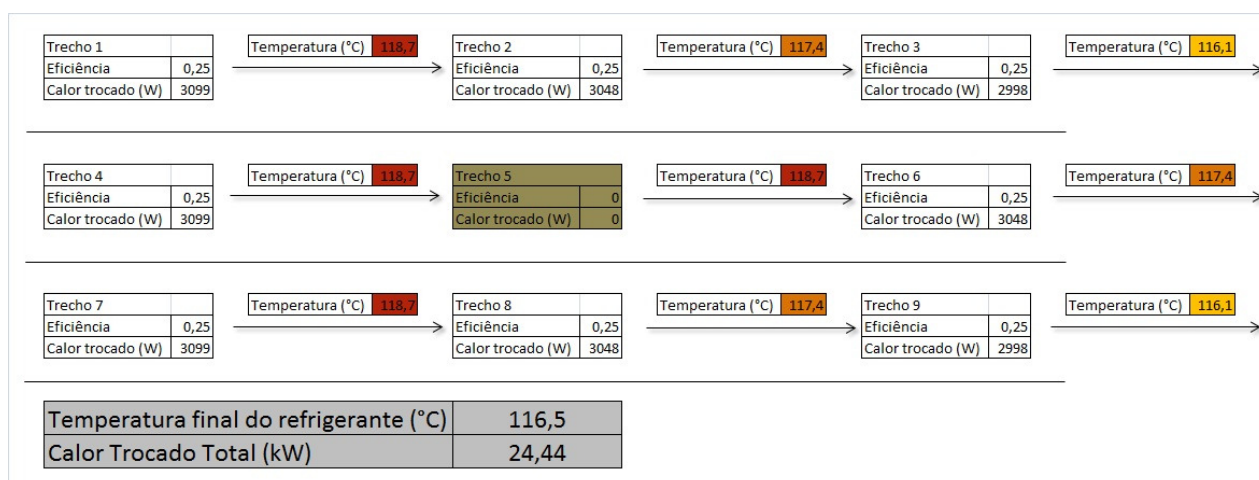


Figura 12 – Cálculos do esquema da Figura 11

Em seguida, para avaliar a diferença do efeito do entupimento em relação à vazão de ar, e em específico, o regime de escoamento considerado, foram refeitos os cálculos utilizando uma vazão de ar maior (3 m<sup>3</sup>/s) que corresponderia ao funcionamento do radiador em uma situação em que o carro estaria a uma maior velocidade. A tabela de dados com a nova vazão está mostrada a seguir:

Tabela 2 – Dados para a vazão de 3 m<sup>3</sup>/s

<b>AR</b>	
Vazão de ar (m <sup>3</sup> /s)	3
Número de trechos livres	9
Vazão por trecho (kg/s)	0,33
Temperatura de entrada do ar (°C)	40
Área de passagem de ar (m <sup>2</sup> )	0,0257
Velocidade do ar (m/s)	12,9
Diâmetro hidráulico do ar (m)	0,0028
Densidade do ar (kg/m <sup>3</sup> )	1,137
Viscosidade do ar (N.s/m <sup>2</sup> )	0,00001912
Reynolds do ar	2156
Nusselt do ar	9,682876461
Condutividade térmica do ar (W/(K.m))	0,02663
Calor específico do ar (kJ/(kg.K))	1004,16
Coeficiente de película (W/(K.m <sup>2</sup> ))	92,1
Área de troca de calor do ar total (m <sup>2</sup> )	8,144
Área de troca de calor do ar individual (m <sup>2</sup> )	0,905

<b>REFRIGERANTE</b>	
Vazão de refrigerante total (m <sup>3</sup> /s)	0,00189
Vazão por linha de refrigerante (m <sup>3</sup> /s)	0,00063
Temperatura de entrada do refrigerante (°C)	120
Área de passagem de refrigerante (m <sup>2</sup> )	0,001267
Velocidade do líquido (m/s)	1,49
Diâmetro hidráulico do líquido (m)	0,00294
Densidade do líquido (kg/m <sup>3</sup> )	1015,57
Viscosidade do líquido (N.s/m <sup>2</sup> )	0,0007441
Reynolds do líquido	5986
Condutividade térmica do líquido (W/(K.m))	0,4151
Calor específico do líquido (kJ/(kg.K))	3681,92
Prandtl do líquido	6,60
Nusselt do líquido	42,6
Coeficiente de película (W/(K.m <sup>2</sup> ))	6013,0

Área de troca de calor do líquido total (m²)	1,025
Área de troca de calor do líquido individual (m²)	0,114

<b>UA (kW/K)</b>	74,3
Capacidade calorífica do ar (kW/K)	380,6
Capacidade calorífica do líquido (kW/K)	2355,7
Capacidade calorífica mínima (kW/K)	380,6
<b>NUT</b>	0,20
<b>Z</b>	0,16
<b>Eficiência</b>	0,17

Nota-se que os dados em relação ao refrigerante não se alteram, conforme o esperado, já que esse estudo não se ocupou de alterações no fluxo da água do radiador.

A Figura 13 mostra os resultados calculados para as trocas de calor em cada trecho, quando não há entupimento, para a nova vazão de ar. O aumento no calor trocado total está associado ao aumento no coeficiente de película (h) do ar e no aumento da capacidade calorífica deste.

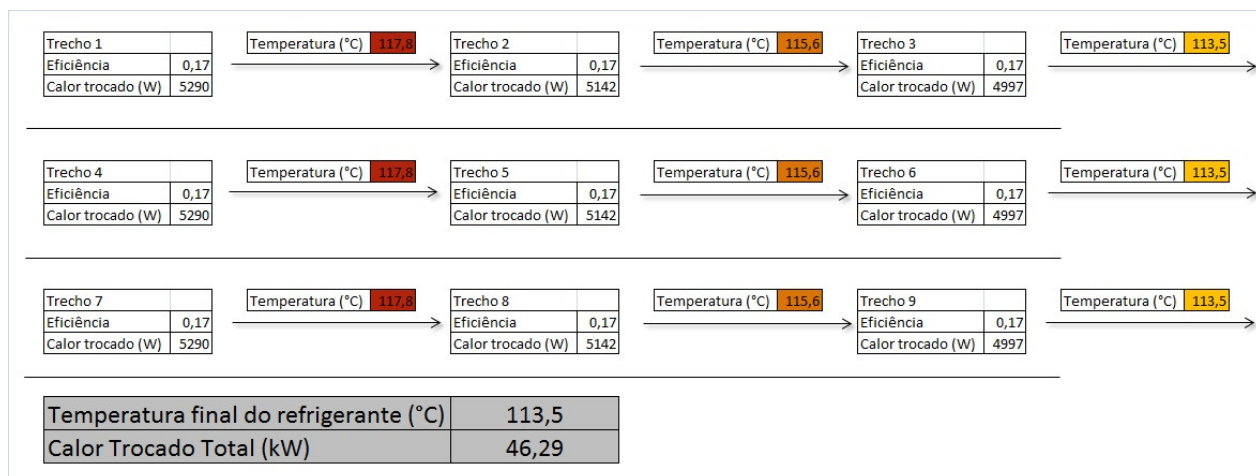


Figura 13 – Cálculos para maior vazão de ar, sem entupimento

A Figura 14 mostra a perda de capacidade de troca de calor para a nova vazão de 3 m³/s, quando o entupimento é aquele mostrado na Figura 11.

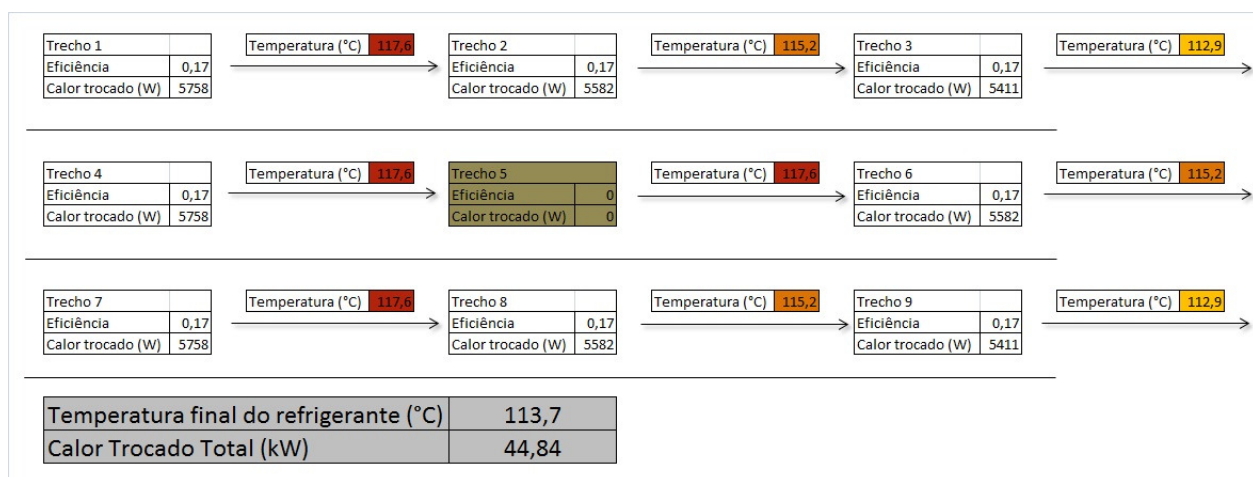


Figura 14 – Calor trocado para a nova vazão com entupimento central

As últimas simulações a serem feitas tentaram quantificar o efeito da posição do entupimento na troca de calor. As Figuras 15 e 16 mostram um esquema de entupimento com 3 regiões entupidadas em linha, e os cálculos, respectivamente, enquanto as Figuras 17 e 18 mostram um esquema diferente, com as três regiões entupidadas concentradas num canto, e as Figuras 19 e 20 mostram as três regiões organizadas em uma coluna.

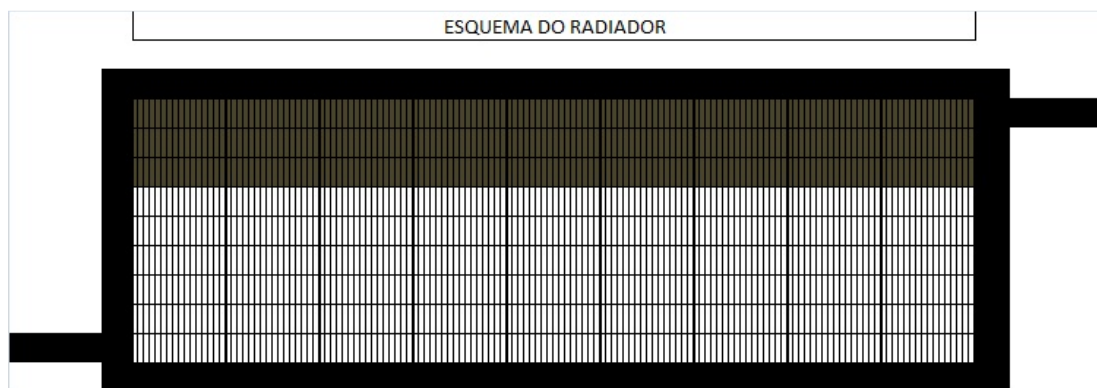


Figura 15 – Entupimento em linha

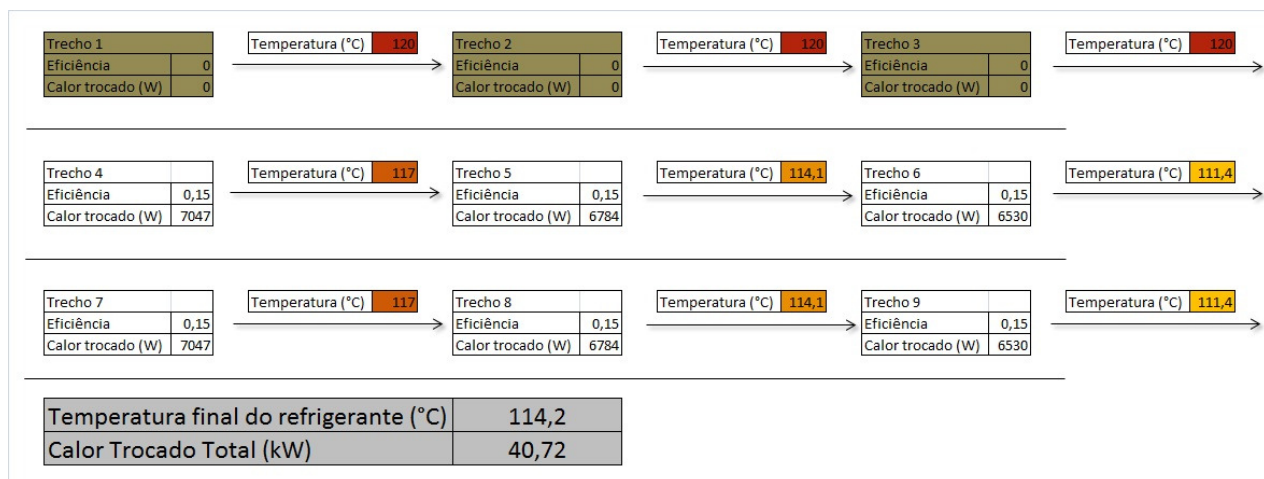


Figura 16 – Cálculos do entupimento em linha

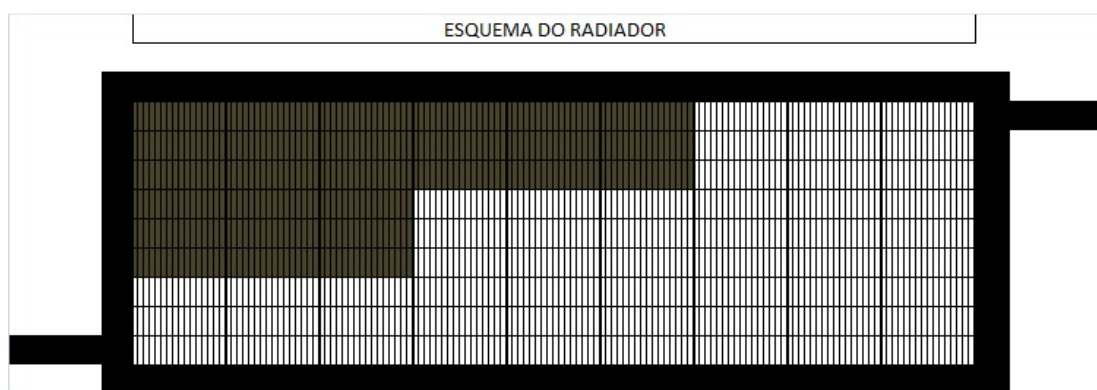


Figura 17 – Entupimento de canto

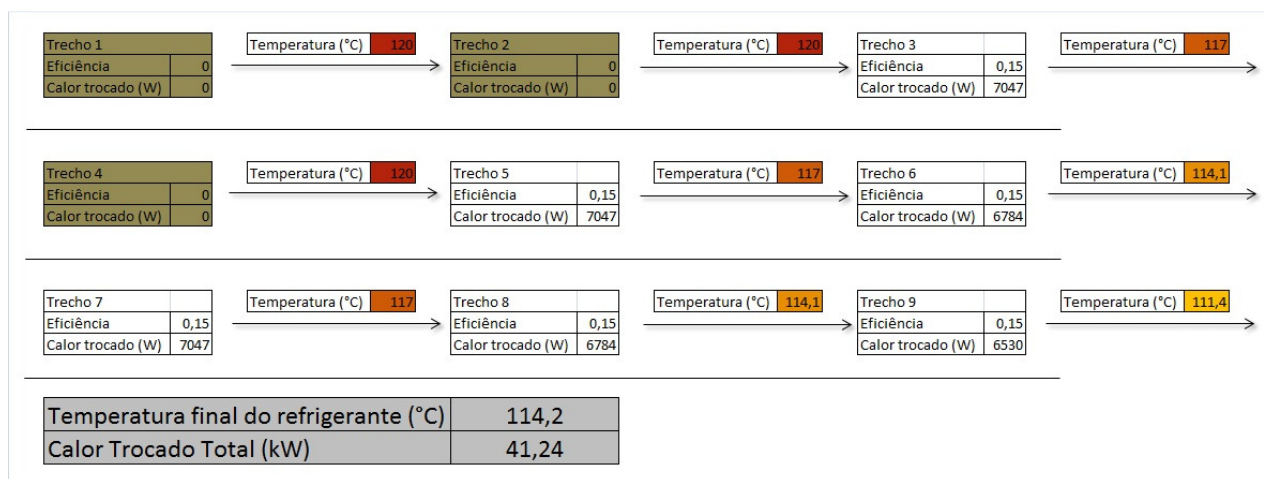


Figura 18 – Cálculos do entupimento de canto

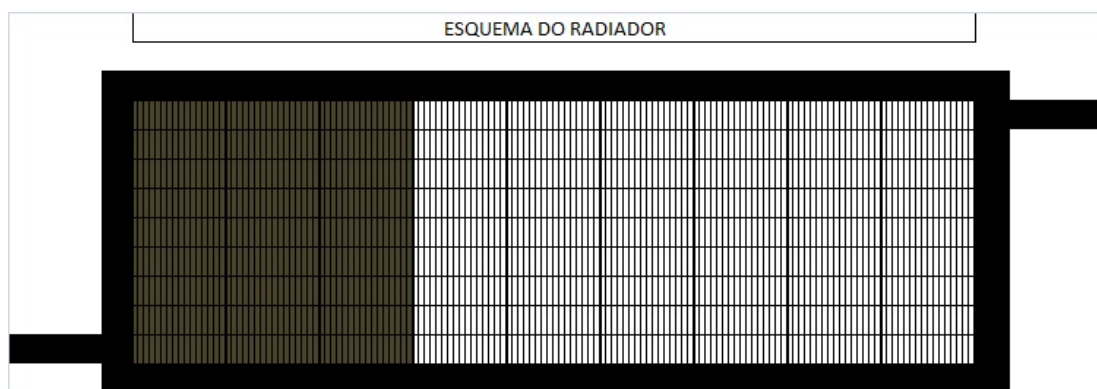


Figura 19 – Entupimento em coluna

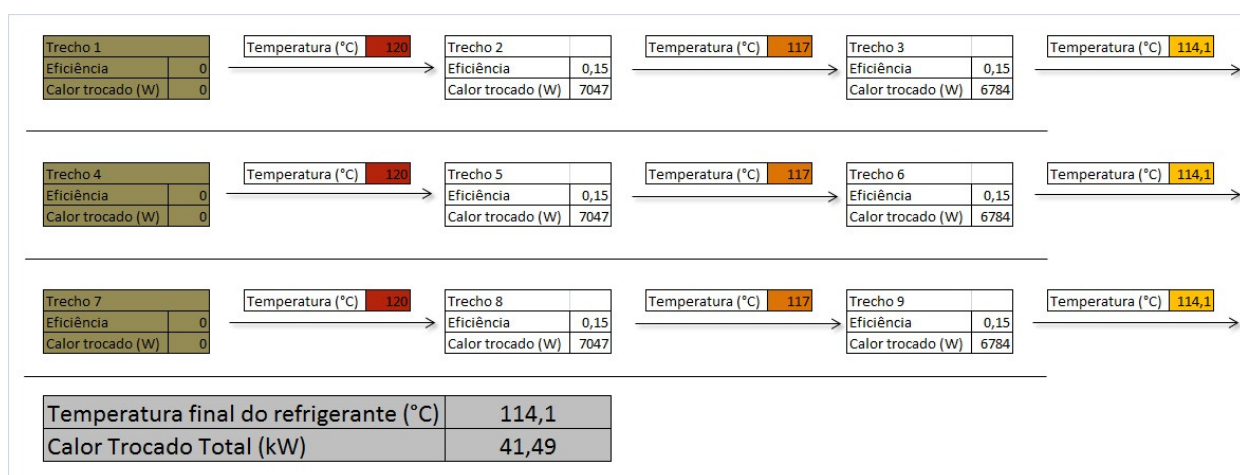


Figura 20 – Cálculos do entupimento em coluna

Todas as simulações foram feitas com a vazão de ar de 3 m³/s.



## 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. BIBLIOGRAFIA**

- [1] - 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
- [2] - KAYS, W. M.; LONDON, A. L., Compact Heat Exchangers, 3<sup>rd</sup> Edition. Mc Graw Hill Book Company, 1984
- [3] - 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.
- [4] – MAPLESOFT, Designing a More Effective Car Radiator, 2008