



## AVALIAÇÃO ANALÍTICA E NUMÉRICA PARA RECUPERADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS

<sup>1</sup> Tarcisio Faustino Magalhães (SENAI CIMATEC) – [faustinatorcisio@yahoo.com.br](mailto:faustinatorcisio@yahoo.com.br); <sup>2</sup> Valter Estevão Beal (SENAI CIMATEC) – [valtereb@fiob.org.br](mailto:valtereb@fiob.org.br);

**Resumo:** No ramo industrial, as empresas buscam uma melhoria na eficiência energética do seu processo, como uma alternativa, a recuperação de energia através dos gases de exaustão. Por isso, o presente trabalho avaliou a influência da variação da vazão do ar primário na transferência de calor do recuperador de calor de tubos concêntricos, através de simulações numéricas utilizando a fluidodinâmica computacional (CFD, Computational Fluid Dynamics) para configurações de escoamento do tipo contracorrente e paralelo. Os resultados foram comparados com o método analítico da efetividade-número de unidades de transferência ( $\epsilon$ -NUT). A menor vazão apresentou a maior efetividade, isto é, máxima eficiência em transferência de calor em um recuperador de calor.

**Palavras-Chaves:** fluidodinâmica computacional; recuperador de calor; eficiência energética.

## ANALYTICAL AND NUMERICAL EVALUATION FOR HEAT RECOVERY OF CONCENTRIC TUBES

**Abstract:** In the industrial sector, companies are looking for an improvement in the energy efficiency of their process, as an alternative, the energy recovery through the exhaust gases. Therefore, the presente work evaluated the influence of the primary air flow variation on the heat transfer of the heat exchanger of concentric tubes, through numerical simulations using computational fluid dynamics (CFD) for flow configurations of the countercurrent and parallel type. The results were compared with the analytical method of effectiveness-number of transfer units ( $\epsilon$ -NUT). The lowest flow rate was the most effective, that is, maximum heat transfer efficiency in a heat recovery unit.

**Keywords:** computational fluid dynamics; heat recovery; energy efficiency.



## 1. INTRODUÇÃO

O crescimento do consumo energético vem motivando as empresas do ramo industrial a tomarem medidas de racionalização de energia. Conforme [1], o setor industrial representa cerca de 37% do consumo de energia, este utiliza diversos tipos de combustíveis, como: carvão, óleo, gás natural e entre outros. Para suprir esta energia, muitas vezes, as fontes energéticas vêm de fontes não renováveis ou extraídas com grande impacto ambiental. De acordo [2], muita energia térmica é desperdiçada nas indústrias, seja de gases de combustão, de fornos, compressores, secadores ou ainda por convecção natural em equipamentos aquecidos. [3] relata que os gases de exaustão são uma fonte de calor perdida que pode ser utilizada para o aquecimento de água ou ar através de um equipamento recuperativo.

Então, uma das alternativas de solução, é a melhoria do seu processo industrial, como a implementação de sistemas de recuperação de energia, para a melhoria da eficiência energética da planta industrial. O uso do recuperador de calor com alta efetividade reduz o consumo de combustível, permitindo um aumento na eficiência do ciclo e reduzindo as emissões, como exemplo esses equipamentos recuperativos ou regenerativos de calor são os maiores responsáveis pela determinação do aumento ou redução do desempenho nos processos de combustão em caldeiras [4].

O trocador de calor, neste caso, pode ser aplicado como um recuperador de calor dos gases de exaustão proveniente da combustão, elevando a temperatura do ar primário na entrada da câmara de combustão. Estima-se que de 35%-40% dos trocadores de calor usados em plantas são do tipo casco e tubos [5]. A variedade de aplicações deste tipo de trocador é dado pela versatilidade do projeto mecânico e térmico em que apresenta, de acordo com [6] vários códigos e padrões para o projeto e a fabricação. [7] aponta que para um projeto de sistema de recuperação de calor, é importante a seleção do tipo de trocador de calor e o seu desempenho em - relação aos parâmetros do processo. Entretanto, a grande gama de condições de processo que pode ser aplicado para este tipo de trocador de calor, acarreta na necessidade de adequar o projeto térmico para a aplicação.

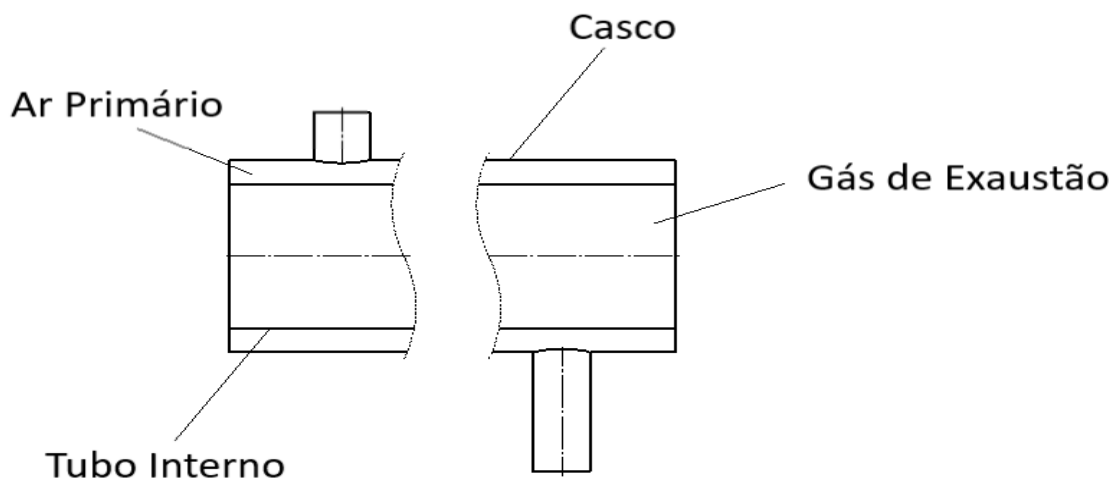
Assim, o presente trabalho tem como objetivo avaliar a influência da variação da vazão do ar primário na transferência de calor do recuperador de calor de tubos concêntricos, através de simulações numéricas utilizando a fluidodinâmica computacional (CFD, Computacional Fluid Dynamic) para configurações de escoamento do tipo contracorrente e paralelo. Os resultados da análise da transferência de calor foram a efetividade e a temperatura de saída do recuperador de calor. Os resultados foram comparados com o método analítico da efetividade-número de unidades de transferência ( $\epsilon$ -NUT).



## 2. METODOLOGIA

Para este estudo, o recuperador de calor de tubos concêntricos foi modelado, com o fluido quente (gás de exaustão) escoando dentro do tubo interno e o fluido frio (ar primário) escoando dentro do casco, como mostra na figura 1. As direções do fluxo do trocador de calor foram definidas como correntes paralelas e contracorrente.

Figura 1. Recuperador de Calor de Tubos Concêntricos.



Para a análise da efetividade do trocador de calor, foi realizado o estudo numérico e comparado através do método analítico  $\epsilon$ -NUT.

### 2.1. Método Numérico

Para o estudo numérico do recuperador de calor, foi utilizado o software Ansys CFX que através do método dos volumes finitos, resolve as equações de continuidade e de Navier-Stokes, como mostra nas Eqs. (1)-(4) que foram descritas em [8]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad (4)$$

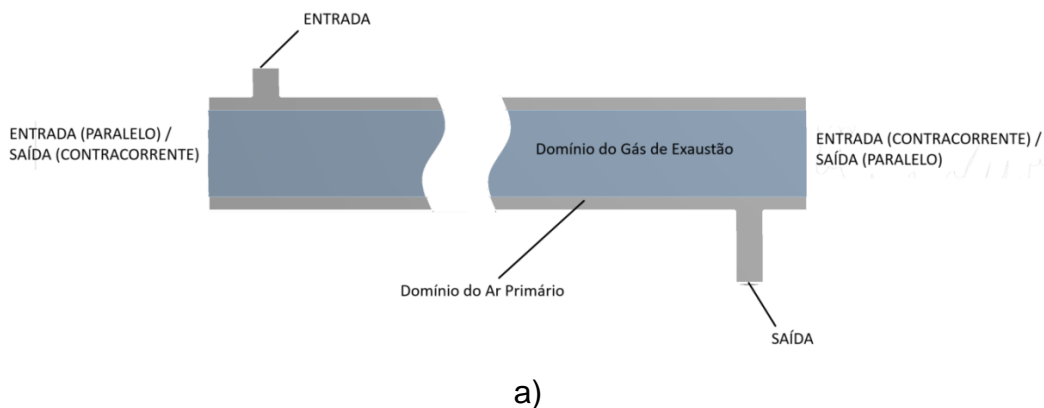


onde  $p$  é pressão,  $t$  é tempo,  $\rho$  é densidade;  $x$ ,  $y$  e  $z$  são, respectivamente, as três direções cartesianas;  $u$ ,  $v$  e  $w$  são, respectivamente, as velocidades nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ ;  $\vec{u}$  é o vetor tridimensional de velocidade;  $\mu$  é a viscosidade do fluido;  $S_{Mx}$ ,  $S_{My}$  e  $S_{Mz}$  são os termos fontes de momento nas direções descritas em subscrito.

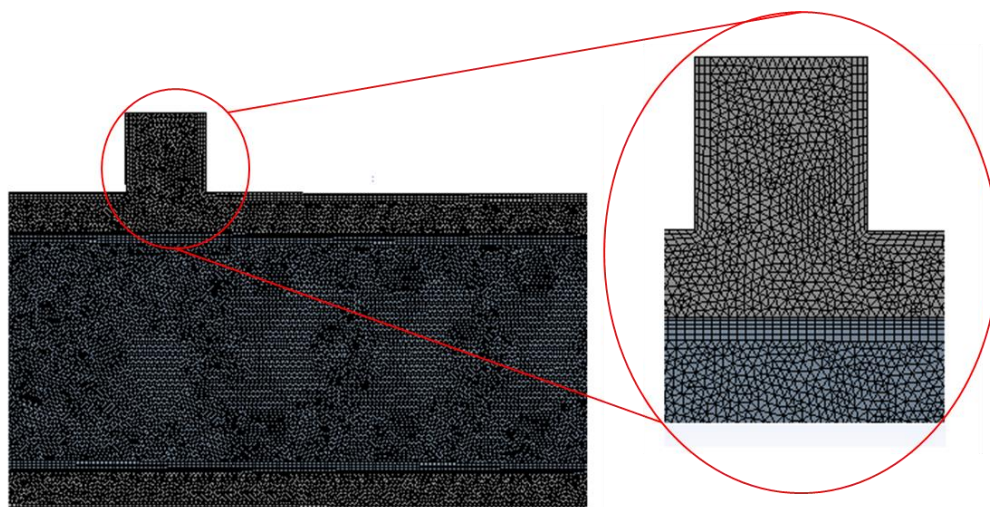
### 2.1.1 Domínio e Malha Computacional

Para a modelagem do recuperador de calor, foi desenhado o domínio computacional através do software SolidWorks, como mostra na Figura 2a. Com isso, o domínio foi discretizado em pequenos volumes de controle para a aplicação das condições de contornos e do solver Ansys CFX, como mostra na Figura 2b. A malha gerada apresenta 5.512.149 de elementos.

Figura 2. a) domínio do recuperador de calor e b) malha gerada do domínio.



a)



b)



### 2.1.2 Condições de Contorno

Para a simulação tridimensional do recuperador de calor foram definidas as condições de contorno em regime estacionário. No software Ansys CFX foi utilizado o modelo de turbulência k-epsilon e o esquema de interpolação “*high resolution*”. o modelo de transferência de calor utilizado foi o “*thermal energy*” que permite calcular os efeitos da energia térmica no domínio fluido [9]. A condição de simetria foi definida, pois o domínio representa a metade da geometria do recuperador de calor real. Para o recuperador de calor real, o gás de exaustão teve como condição de contorno de entrada na temperatura de 657°C e vazão de 0,1 kg/s. Enquanto, a temperatura do ar primário foi definida a 40°C e a vazão variou como mostrado na tabela 1.

Tabela 1. Condições de Contorno para Contracorrente e Paralelo.

Condições de Contorno	1	2	3	4
Vazão do Ar Primário (kg/s)	0,093	0,05	0,04	0,03

### 2.2. Método Analítico

O método  $\varepsilon$ -NUT permite calcular a efetividade de um trocador de calor, avaliando a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência máxima [10]. Como pode ser descrito na equação (5):

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{m\acute{a}x}} \quad (5)$$

Com as relações de NUT e o tipo de configuração de escoamento, pode-se calcular a efetividade como descritas pelas equações (6) – (7) [11]:

a) *escoamento paralelo:*

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT*(1+C_r))}{1+C_r} \quad (6)$$

b) *escoamento contracorrente:*

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT*(1-C_r))}{1 - C_r * \exp(-NUT*(1-C_r))} \quad (7)$$

Onde o  $C_r$  é a razão entre a capacidade térmica mínima e máxima dos fluidos.



### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A tabela 2 exibe a diferença ( $\Delta$ ) entre a simulação numérica e o analítico para a efetividade do recuperador de calor no escoamento em paralelo e contracorrente.

Tabela 2. Valores da efetividade do recuperador de calor tubos concêntricos.

Caso	Vazão do Ar Primário (kg/s)	$\epsilon$ Paralelo	$\epsilon$ Contracorrente	$\Delta\epsilon$ Paralelo (%)	$\Delta\epsilon$ Contracorrente (%)
1	0,093	0,105	0,120	13,65	3,06
2	0,05	0,155	0,165	9,08	3,73
3	0,04	0,172	0,184	6,98	1,14
4	0,03	0,205	0,210	2,56	5,02

Percebe-se na Tabela 2 que com a diminuição da vazão do ar primário, a diferença da efetividade no escoamento em paralelo também diminuiu. Apesar da diferença da efetividade no escoamento contracorrente não ter diminuído junto com a vazão. Para projeto de dimensionamento de recuperador de calor pode ser aceitável por apresentar desvios abaixo de 6%, tendo em vista que, o refino de malha ou aumento de iterações podem reduzir esta diferença.

Tabela 3. Valores de temperatura do recuperador de calor no escoamento em contracorrente.

Caso	Vazão do Ar Primário (kg/s)	Temperatura de saída do Gás de Exaustão (°C)	Temperatura de saída do Ar Primário (°C)	$\Delta$ Temp. Gás de Exaustão (%)	$\Delta$ Temp. Ar Primário (%)
1	0,093	583,63	114,17	0,4	2,0
2	0,05	598,87	141,57	0,9	2,9
3	0,04	606,24	151,46	0,8	1,0
4	0,03	616,83	169,93	0,5	4,0



Na tabela 3 mostra os valores obtidos da simulação numérica para as temperaturas de saída do fluido quente e frio. A diferença para as temperaturas mostra que os resultados são semelhantes para aqueles obtidos através de um método analítico no escoamento do tipo contracorrente.

Tabela 4. Valores de temperatura do recuperador de calor no escoamento em paralelo.

Caso	Vazão do Ar Primário (kg/s)	Temperatura de saída do Gás de Exaustão (°C)	Temperatura de saída do Ar Primário (°C)	$\Delta$ Temp. Gás de Exaustão (%)	$\Delta$ Temp. Ar Primário (%)
1	0,093	585,03	104,61	0,2	9,9
2	0,05	601,02	135,92	0,6	6,4
3	0,04	607,01	146,17	0,7	5,4
4	0,03	614,33	166,65	1,0	2,4

Na tabela 4 mostra os valores obtidos da simulação numérica para as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio. O erro foi maior para o escoamento do tipo paralelo em comparação do tipo contracorrente. Percebe-se na Tabela 3 e 4 que o escoamento em paralelo apresenta uma temperatura de saída menor, ou seja, a troca térmica em recuperador de calor de tubos concêntricos é maior no escoamento do tipo contracorrente.

#### 4. CONCLUSÃO

A partir deste estudo realizado foi possível comprovar e perceber a influência da variação da vazão na efetividade do recuperador de calor, tendo em vista, que é preciso ter um controle adequado da vazão do ar primário. A menor vazão apresentou a maior efetividade, isto é, máxima eficiência em transferência de calor em um recuperador de calor. Percebe-se que a importância de escolher o tipo de escoamento também maximiza a troca térmica do trocador de calor.

Além disso, a simulação numérica apresentou uma boa concordância com o método analítico. Com isso, uma análise CFD pode contribuir para a melhoria no projeto térmico de um recuperador de calor na implementação em uma planta industrial.



## Agradecimentos

Os autores são gratos ao SENAI CIMATEC juntamente com a Votorantim e EMBRAPPII pelo apoio na preparação deste trabalho.

## 5. REFERÊNCIAS

- <sup>1</sup> INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). World Energy Balances: Overview. 2017. Disponível em <<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WorldEnergyBalances2017Overview.pdf>>, Acesso em 27 nov. 2017.
- <sup>2</sup> MIOTTO, Fábio et al. Estudo de um misturador de correntes térmicas de gases: construção de um protótipo com análise de modelagem e simulação. 2015.
- <sup>3</sup> NURDIN, Jufrizal et al. The Heat Exchanger Performance of Shell and Multi Tube Helical Coil as a Heater through the Utilization of a Diesel Machine's Exhaust Gas. **Aceh International Journal of Science and Technology**, v. 5, n. 1, 2016.
- <sup>4</sup> NEVES, Ricardo Cecilio Moreno das. Avaliação experimental de eficiência térmica de um recuperador de calor e caldeira em um sistema de cogeração. 2014.
- <sup>5</sup> MASTER, Bashir I.; CHUNANGAD, Krishnan S.; PUSHPANATHAN, Venkateswaran. Fouling mitigation using helixchanger heat exchangers. 2003.
- <sup>6</sup> GEMEDA, A.N.. Performance of Shell and Tube Heat Exchanger to Study Shell and Tube Side Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient by Varying Geometry. *International Journal of Advance Engineering and Research Development*, v.5, 2018.
- <sup>7</sup> STEHLÍK, Petr. Conventional versus specific types of heat exchangers in the case of polluted flue gas as the process fluid—A review. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 1, p. 1-13, 2011.
- <sup>8</sup> MAGALHAES, T. F. ; OLIVEIRA, T. D. ; SANTOS, A.Á.B. ; Tofaneli, L.A. . Estudo numérico de geração de ruído em perfil aerodinâmico. In: XIII CIBEM - 13º Congresso Ibero-americano de Engenharia Mecânica, 2017, Lisboa.
- <sup>9</sup> Ansys inc. Ansys CFX – Solver Theory Guide, [S.1], 2009
- <sup>10</sup> CHAVES, Filipe José Ferreira et al. Análise Técnica da Eficiência de um Trocador de Calor do Tipo Casco-Tubos. **Blucher Chemistry Proceedings**, v. 3, n. 1, p. 905-914, 2015.
- <sup>11</sup> INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, Editora: LTC. **Rio de Janeiro**, 2008.