



**Universidade do Estado do Rio de Janeiro**

Centro de Tecnologia e Ciências

Faculdade de Engenharia

José Ricardo da Silva Cerqueira Júnior

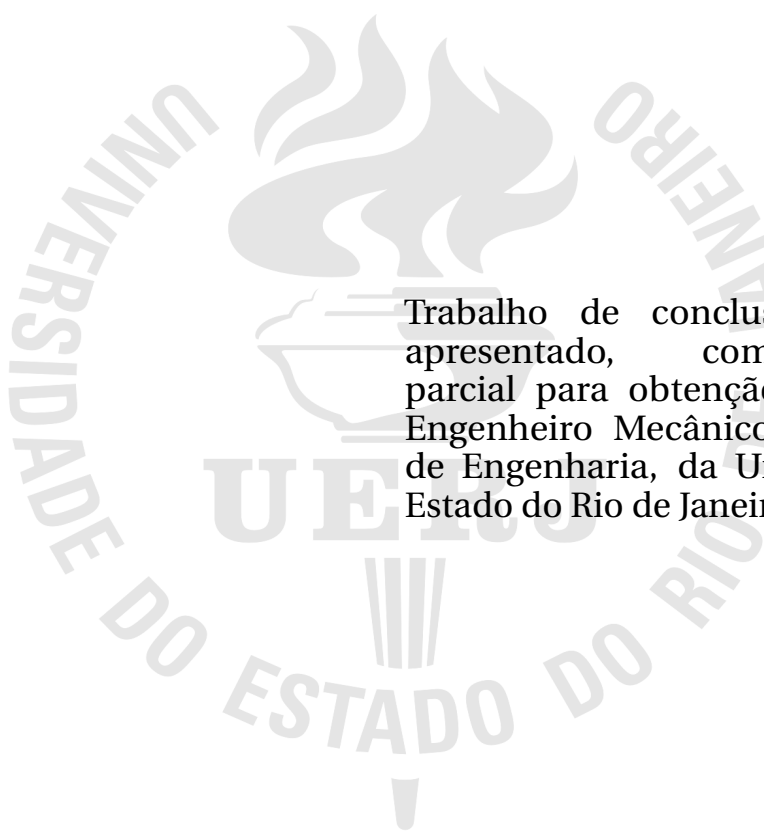
**Simulador numérico para trocadores de calor e  
projeto térmico de um resfriador de óleo a  
combustível frio utilizado em sistemas  
aeronáuticos**

Rio de Janeiro

2018

José Ricardo da Silva Cerqueira Júnior

**Simulador numérico para trocadores de calor e projeto térmico de um resfriador de óleo a combustível frio utilizado em sistemas aeronáuticos**



Trabalho de conclusão de curso apresentado, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico, à Faculdade de Engenharia, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro.

Orientador: Prof. Ph.D. Gustavo Rabello dos Anjos

Rio de Janeiro

2018

CATALOGAÇÃO NA FONTE  
UERJ / REDE SIRIUS / BIBLIOTECA CTC/B

C416

Cerqueira Júnior, José Ricardo da Silva.

Simulador numérico para trocadores de calor e projeto térmico de um resfriador de óleo a combustível frio utilizado em sistemas aeronáuticos / José Ricardo da Silva Cerqueira Júnior. – 2018.

102 f.

Orientador: Gustavo Rabello dos Anjos.

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia, para obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

1. Engenharia Mecânica - Monografias. 2. Trocadores de calor - Monografias. 3. Análise discreta – Monografias. I. Anjos, Gustavo Rabello dos. II. Universidade do Estado do Rio de Janeiro. III. Título.

CDU 621

Autorizo, apenas para fins acadêmicos e científicos, a reprodução total ou parcial desta dissertação, desde que citada a fonte.

---

Assinatura

---

Data

José Ricardo da Silva Cerqueira Júnior

**Simulador numérico para trocadores de calor e projeto térmico de um resfriador de óleo a combustível frio utilizado em sistemas aeronáuticos**

Trabalho de conclusão de curso apresentado, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico, à Faculdade de Engenharia, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro.

Aprovado em: 8 de novembro de 2018

Banca Examinadora:

---

Prof. Ph.D. Gustavo Rabello dos Anjos (Orientador)  
Faculdade de Engenharia - UERJ

---

Prof. M.Sc. Raphael Basílio Pires Nonato  
Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca

---

D.Sc. Rachel Manhães de Lucena  
Grupo de Estudos e Simulações Ambientais em Reservatórios - UERJ

---

Prof. D.Sc. Rogério Martins Saldanha da Gama  
Faculdade de Engenharia - UERJ

Rio de Janeiro

2018

## **DEDICATÓRIA**

Este trabalho é dedicado à minha família.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus que me trouxe até aqui.

Aos meus pais José Ricardo e Valéria por terem me ajudado e orientado nos momentos de indecisão.

Aos meus irmãos Leonardo e Juliane pela amizade.

Ao Professor Gustavo pelos ensinamentos e por disponibilizar os materiais necessários para confecção do trabalho.

Assim, o general que avançando não busca renome para si próprio e recuando não teme castigos, tendo como únicos objetivos proteger o povo e cuidar dos bens do soberano, é uma jóia preciosa para o Estado.

*Sun Tzu, A Arte da Guerra*

## RESUMO

**CERQUEIRA JÚNIOR, J. R. da S.** *Simulador numérico para trocadores de calor e projeto térmico de um resfriador de óleo a combustível frio utilizado em sistemas aeronáuticos.* 102 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro (UERJ), Rio de Janeiro, 2018.

Neste trabalho, trocadores de calor são divididos em elementos discretos e um balanço de energia foi utilizado para simular o comportamento térmico dos fluidos ao longo do comprimento do dispositivo. O objetivo é projetar um simulador numérico capaz de auxiliar no projeto de diferentes tipos de trocadores de calor. A linguagem de programação Python foi utilizada para simular algumas configurações mais comuns de trocador de calor, como o trocador de tubos concêntricos, trocador casco e tubos, trocador de placas, e trocador de tubos aletados em escoamento cruzado. Foram calculados parâmetros como temperatura, perda de carga, pressão e potência mecânica ao longo da extensão do trocador. Alguns problemas foram resolvidos analiticamente para comparar os resultados com os oferecidos pelo código. O código desenvolvido foi utilizado para simular um trocador de calor cuja aplicação se dá no aquecimento de combustível e resfriamento de óleo em aeronaves com propulsão à jato.

Palavras-chave: trocadores de calor; análise discreta; Python; mecânica dos fluidos.

## ABSTRACT

**CERQUEIRA JÚNIOR, J. R. da S.** *Numerical simulator for heat exchangers and thermal design of an aeronautical Fuel Cooled Oil Cooler.* 102 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro (UERJ), Rio de Janeiro, 2018.

In this work, heat exchangers are divided in discrete elements and an energy balance was used to simulate the thermal behaviour of fluids along the length of the device. The target is to design a numerical simulator to aid the design of different kinds of heat exchangers. Python programming language was used to simulate some of most common configurations of heat exchangers like, double pipe heat exchanger, shell and tube heat exchanger, plate heat exchanger and cross flow finned tube heat exchangers. Parameters like temperature, head loss, pressure drop, and mechanical power along the extension of exchanger were calculated. Some problems were solved analytically to compare with the results offered by the code. The code were used to simulate a heat exchanger whose application is in the warming of fuel and the cooling of oil in jet propelled aircraft.

Keywords: heat exchangers; discrete analysis; Python; fluid mechanics.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Representação esquemática de trocadores de calor de tubos concêntricos....	19
Figura 2	Trocador casco e tubos.....	20
Figura 3	Representação esquemática de trocadores de calor casco e tubos .....	21
Figura 4	Representação esquemática de um trocador de placas .....	21
Figura 5	Representação esquemática de um trocador compacto de tubos aletados em escoamento cruzado. ....	22
Figura 6	Trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos. ....	30
Figura 7	Trocador discreto com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos. ....	31
Figura 8	Trocador discreto com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos, dividido em 2 elementos discretos.....	34
Figura 9	Código sendo executado no programa Spyder .....	36
Figura 10	Validação numérica. Trocador de tubos concêntricos em escoamento contracorrente .....	39
Figura 11	Malha discreta para trocadores de tubos concêntricos em escoamento paralelo e contracorrente .....	41
Figura 12	Validação numérica. Trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 4 passes nos tubos.....	43
Figura 13	Malha discreta para trocadores casco e tubos .....	45
Figura 14	Validação numérica. Trocador compacto de placas .....	47
Figura 15	Validação numérica. Trocador de tubos em escoamento cruzado .....	50
Figura 16	Malha discreta para um trocador de tubos em escoamento cruzado.....	51
Figura 17	Simulação. Trocador de tubos concêntricos. Distribuição de temperaturas ...	55
Figura 18	Simulação. Trocador de tubos concêntricos. Perdas de carga em função da velocidade.....	56
Figura 19	Simulação. Trocador de tubos concêntricos. Potência mecânica necessária ..	56
Figura 20	Representação esquemática de um trocador casco e tubos com passe único .	58
Figura 21	Simulação. Trocador casco e tubos com passe único. Distribuição de temperaturas .....	59

Figura 22	Simulação. Trocador casco e tubos com passe único. Perdas de carga em função da velocidade .....	59
Figura 23	Simulação. Trocador casco e tubos com passe único. Potência mecânica necessária .....	60
Figura 24	Simulação. Distribuição de temperaturas. Trocadores casco e tubos com 1 passe no casco e múltiplos passes nos tubos.....	62
Figura 25	Simulação. Trocadores casco e tubos com 1 passe no casco e múltiplos passes nos tubos. Perdas de carga e potência mecânica. ....	63
Figura 26	Simulação. Trocadores casco e tubos com 2 passes no casco .....	66
Figura 27	Simulação. Trocador de placas.....	68
Figura 28	Simulação. Trocador de tubos em escoamento cruzado .....	70



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Parâmetros utilizados para óleo e água do mar .....	38
Tabela 2	Comparação de resultados. Trocador de tubos concêntricos .....	40
Tabela 3	Parâmetros utilizados para água e R-134a.....	42
Tabela 4	Comparação de resultados. Trocador casco e tubos .....	44
Tabela 5	Parâmetros utilizados para água quente e água fria .....	46
Tabela 6	Comparação de resultados. Trocador de placas .....	48
Tabela 7	Parâmetros utilizados para óleo e ar.....	49
Tabela 8	Comparação de resultados. Trocador de tubos em escoamento cruzado .....	52
Tabela 9	Parâmetros utilizados para combustível e óleo.....	53
Tabela 10	Resultados da simulação de um trocador de tubos concêntricos em escoamento contracorrente .....	54
Tabela 11	Resultados da simulação de um trocador de tubos concêntricos em escoamento paralelo .....	55
Tabela 12	Resultados da simulação de um trocador casco e tubos em escoamento contracorrente .....	57
Tabela 13	Resultados da simulação de um trocador casco e tubos em escoamento paralelo .....	58
Tabela 14	Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos .....	60
Tabela 15	Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 4 passes nos tubos .....	61
Tabela 16	Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 8 passes nos tubos .....	61
Tabela 17	Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 2 passes no casco e 4 passes nos tubos .....	64
Tabela 18	Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 2 passes no casco e 8 passes nos tubos .....	65
Tabela 19	Resultados da simulação de um trocador de placas .....	67
Tabela 20	Resultados da simulação de um trocador de tubos em escoamento cruzado..	69

## SUMÁRIO

	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	15
1	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	17
2	<b>MODELO FÍSICO E MATEMÁTICO</b> .....	19
2.1	<b>Dinâmica dos fluidos</b> .....	22
2.2	<b>Transmissão de calor</b> .....	25
2.3	<b>Trocadores compactos</b> .....	27
3	<b>MODELO NUMÉRICO</b> .....	29
3.1	<b>Análise discreta</b> .....	29
3.1.1	<u>Perdas de carga</u> .....	36
3.1.2	<u>Escoamento cruzado</u> .....	37
3.2	<b>Validação numérica</b> .....	38
3.2.1	<u>Trocador de tubos concêntricos</u> .....	38
3.2.2	<u>Trocador casco e tubos</u> .....	41
3.2.3	<u>Trocador de placas</u> .....	46
3.2.4	<u>Trocador de tubos em escoamento cruzado</u> .....	49
4	<b>SIMULAÇÃO NUMÉRICA E RESULTADOS</b> .....	53
4.1	<b>Trocador de tubos concêntricos</b> .....	54
4.2	<b>Trocador casco e tubos</b> .....	57
4.2.1	<u>Um passe no casco e nos tubos</u> .....	57
4.2.2	<u>Um passe no casco e múltiplos passes nos tubos</u> .....	60
4.2.3	<u>Dois passes no casco e múltiplos passes nos tubos</u> .....	64
4.3	<b>Trocadores compactos</b> .....	67
4.3.1	<u>Trocador de placas</u> .....	67
4.3.2	<u>Trocador de tubos em escoamento cruzado</u> .....	69
	<b>CONCLUSÃO</b> .....	72
	<b>APÊNDICE A - Código em Python para trocadores de tubos concêntricos e casco e tubos</b> .....	74

<b>APÊNDICE B - Código em Python para trocadores de placas .....</b>	<b>88</b>
<b>APÊNDICE C - Código em Python para trocadores de tubos em escoamento cruzado.....</b>	<b>95</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>102</b>



## INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho é projetar um simulador discreto para trocadores de calor de alto desempenho, utilizando a linguagem de programação Python.

A simulação de experimentos por computador pode identificar parâmetros a serem corrigidos no projeto sem a necessidade da montagem de um protótipo para testes, o que gera economia de tempo e de outros recursos que seriam utilizados em medições experimentais.

Python foi a linguagem de programação utilizada para desenvolver esse trabalho, graças às bibliotecas dedicadas para computação numérica como Scipy e Numpy, voltadas para álgebra linear computacional, e Matplotlib, utilizada para visualização de resultados em gráficos.

De acordo com Anjos [1], o projeto de um trocador de calor pode ser auxiliado por uma análise discreta, uma ferramenta que simplifica o procedimento iterativo necessário para descrever o comportamento dos fluidos dentro do equipamento.

A análise consiste em dividir o trocador em frações menores, chamadas de elementos e aplicar um balanço de energia nos fluidos em cada elemento. As equações obtidas na análise discreta formam um sistema linear, cujas incógnitas serão as temperaturas dos fluidos na entrada e na saída de cada elemento. A partir desta discretização é possível simular o comportamento térmico dos fluidos ao longo do comprimento dos tubos de um trocador.

Um trocador de calor, conhecido como Resfriador de óleo a combustível frio, foi simulado. Este trocador é utilizado em aeronaves para simultaneamente aquecer o combustível e diminuir a temperatura do fluido hidráulico. O objetivo das simulações é demonstrar o funcionamento do código.

Este trabalho foi dividido da seguinte forma:

- no Capítulo 1, Revisão Bibliográfica, alguns trabalhos já desenvolvidos nessa área são discutidos;
- no Capítulo 2, Modelo Físico e Matemático, a modelagem matemática dos problemas é apresentada;
- no Capítulo 3, Modelo Numérico, o método discreto é apresentado, bem como todas as aproximações necessárias e alguns problemas são resolvidos numericamente e analiticamente para comparar os resultados obtidos e validação dos códigos;

- no Capítulo 4, Simulação Numérica e Resultados, são feitas simulações de um trocador de calor, com diferentes configurações;
- na Conclusão, são feitas algumas considerações sobre o trabalho desenvolvido e apresentadas algumas propostas de continuação que podem ser implementadas em trabalhos futuros.

## 1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Trocadores de calor são utilizados quando se deseja adicionar ou remover energia térmica de um fluido. Esse tipo de equipamento é usado em aplicações de condicionamento de ar, fornecimento de água gelada, arrefecimento de componentes eletrônicos, recuperação de calor em motores, resfriamento de óleo lubrificante, recuperação de calor em processos industriais, entre outras. Vários trabalhos sobre esse tema têm sido desenvolvidos no meio acadêmico.

No trabalho de Cardoso [2], foi projetado um trocador de calor casco e tubos, com aplicação na indústria petroquímica. O trocador de calor projetado utilizava água para resfriar óleo de resíduo. O autor utilizou o método Bell-Dellaware e um programa de computador, chamado Casco e tubo 1.0 desenvolvido por Almeida e Brum (2006 apud Cardoso 2013), para fazer o projeto térmico do trocador, calculou as perdas de carga e desenvolveu o projeto mecânico do equipamento.

Silva [3] apresentou informações sobre turbinas à gás e suas aplicações e, propôs a utilização de um trocador para diminuir a temperatura do ar de admissão de uma turbina. O trocador era formado por um conjunto de serpentinas, que transportam água gelada, expostas a um fluxo cruzado de ar com o objetivo de diminuir a temperatura do ar.

No trabalho de Sá [4], os dados referentes a um trocador casco e tubos para resfriamento de polipropileno polimerizado, foram utilizados para simular esse equipamento em computador e um trocador com essa aplicação foi projetado utilizando o método Kern. De acordo com a autora, os métodos Kern e Bell-Delaware são as metodologias mais utilizadas em projetos de trocadores casco e tubos.

O trabalho de Marson [5], apresenta o dimensionamento de um trocador de tubos em escoamento cruzado, com múltiplos passes, utilizando água para resfriar um equipamento de laminação de vidros. O trocador desenvolvido era formado por 168 tubos de aproximadamente 2 m de comprimento.

Souza [6] utilizou os programas Casco-e-Tubo 1.0 desenvolvido por Almeida e Brum (2006 apud Souza 2013) e Xist® para fazer o projeto térmico de um trocador de calor cujo objetivo era reduzir a temperatura do resíduo de uma unidade de destilação. Segundo a autora, o alto custo das licenças de programas comerciais é o que motiva o engenheiro a desenvolver o próprio método de cálculo computacional.

Ferreira [7], propõe a utilização de um fluido com nanopartículas de ouro suspensas, como fluido de trabalho em um trocador de calor. No trabalho foi desenvolvido o projeto do trocador e a construção de um protótipo para testes.

O trabalho de De Lucca [8], mostra o projeto de um trocador de placas paralelas, utilizado em um processo de pasteurização na indústria de bebidas. O autor utilizou o programa EES (Engineering Equation Solver)® e a linguagem de programação Fortran para auxiliar o projeto do trocador e, o trocador foi comparado com outros métodos de resfriamento utilizados no mesmo tipo de processo.

No trabalho de Alves [9], o programa Ansys® é utilizado para simular o escoamento turbulento em um trocador casco e tubos. A autora comparou os valores obtidos na simulação com os valores de um trocador existente, utilizado no resfriamento de água durante o processo de produção de xarope de milho.

Walther [10], construiu um condensador, trocador de calor no qual ocorre mudança de fase, em escala reduzida e realizou testes para analisar o funcionamento do equipamento.

No trabalho de Santos e Gabrich [11], o programa Ansys® e o programa Salome são usados para simular diferentes tipos de aletas em superfícies de trocadores de calor tubos concêntricos.

O objetivo específico deste trabalho é utilizar uma linguagem de programação gratuita como Python, para auxiliar o projeto de um trocador de calor sem a necessidade de recorrer a um software proprietário.

## 2 MODELO FÍSICO E MATEMÁTICO

Segundo Bejan [12], um trocador de calor é um equipamento que promove a transferência de calor entre duas substâncias, geralmente fluidos, à diferentes temperaturas. Existem diversos tipos de trocadores de calor no mercado, que diferem principalmente quanto à superfície de troca de calor (tubos ou placas), tamanho, tipo de escoamento (paralelo, contracorrente ou cruzado), a presença de aletas ou chicanas, entre outros aspectos.

Os tipos de trocadores de calor mais utilizados e que foram estudados nesse trabalho são: o trocador de tubos concêntricos, trocador casco e tubos, trocador compacto de placas paralelas e trocador compacto de tubos aletados em escoamento cruzado.

Trocadores de tubos concêntricos são formados por dois tubos circulares de raios diferentes e centralizados no mesmo ponto, por essa razão, também são chamados de trocadores bitubulares. O escoamento dos fluidos no interior dos tubos, na direção axial, pode ocorrer no mesmo sentido (escoamento paralelo) ou em sentidos opostos (escoamento contracorrente).

A Figura 1 mostra a vista lateral de um trocador do trocador de tubos concêntricos. Na Figura 1.a em escoamento paralelo e na Figura 1.b em escoamento contracorrente, os sentidos de cada fluxo são indicados pelas setas. O trocador representado, possui duas chicanas instaladas ao redor do tubo interno. Segundo Bergman et al [13] chicanas são instaladas em trocadores de calor, para mudar a direção do escoamento e aumentar o coeficiente convectivo no lado do casco (tubo externo).

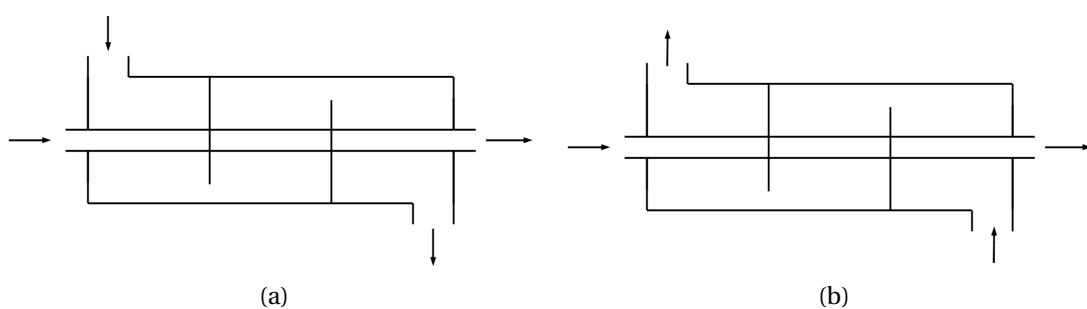


Figura 1: Representação esquemática de trocadores calor de tubos concêntricos: (a) Fluidos em escoamento paralelo; (b) Fluidos em escoamento contracorrente.

Trocadores casco e tubos são semelhantes aos trocadores bitubulares, a única diferença é o número de tubos dentro do casco (tubo externo do trocador). O trocador casco e tubos pode ter vários tubos dentro do casco enquanto o trocador bitubular tem apenas um. Este tipo de trocador permite uma maior área de superfície de troca de calor que os trocadores

bitubulares. Por essa razão, oferece uma eficiência maior na troca térmica em função do comprimento. Assim como os trocadores bitubulares, podem ser utilizados trocadores com escoamento paralelo e contracorrente, além de arranjos nos quais os tubos podem executar várias passagens dentro de um ou mais cascos. A Figura 2, retirada do catálogo da Trocalor [14], mostra a montagem e as partes principais de um trocador de calor casco e tubos.

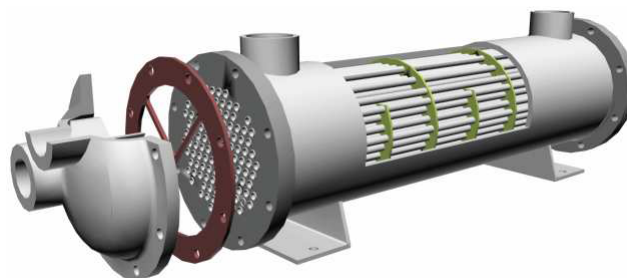


Figura 2: Trocador casco e tubos

Fonte: Trocalor. Informações Técnicas Permutador de calor casco tubos [14].  
<http://www.trocalor.com.br/pdf/cascotubo-rev4-2.pdf>

A Figura 3 mostra um esboço esquemático dos arranjos para trocadores casco e tubos estudados nesse trabalho. Para facilitar a visualização, apenas um tubo é representado dentro de cada trocador. Cada casco possui duas chicanas instaladas ao redor dos tubos internos.

Segundo Bejan [12], trocadores de calor compactos são usados quando o projeto apresenta restrições de tamanho e massa para o trocador, com uma taxa de área de troca de calor por unidade de volume maior que  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . De acordo Bergman et al [13], esse tipo de trocador é formado por densas matrizes de tubos aletados ou placas, é utilizado quando pelo menos um dos fluidos é gás e possui uma taxa de área de troca de calor por unidade de volume mínima de  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$  para líquidos e  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  para gases.

Segundo Gut [15], trocadores de placas são formados por um conjunto de placas metálicas corrugadas, unidas por um parafuso de aperto em um pedestal e, com gaxetas instaladas entre cada dupla de placas. Os fluidos quente e frio escoam em canais intercalados formados entre as placas. Ainda de acordo com o autor, a aplicação principal desse tipo de trocador é na pasteurização de fluidos na indústria alimentícia.

A Figura 4 mostra um conjunto de 6 placas paralelas em sequência com 5 canais entre as placas. Esse tipo de arranjo é usado em trocadores de placas. Normalmente, esse tipo de trocador é formado por um conjunto muito maior de placas, entretanto, nesse exemplo apenas 6 foram colocadas para facilitar a visualização do arranjo. O sentido do escoamento é

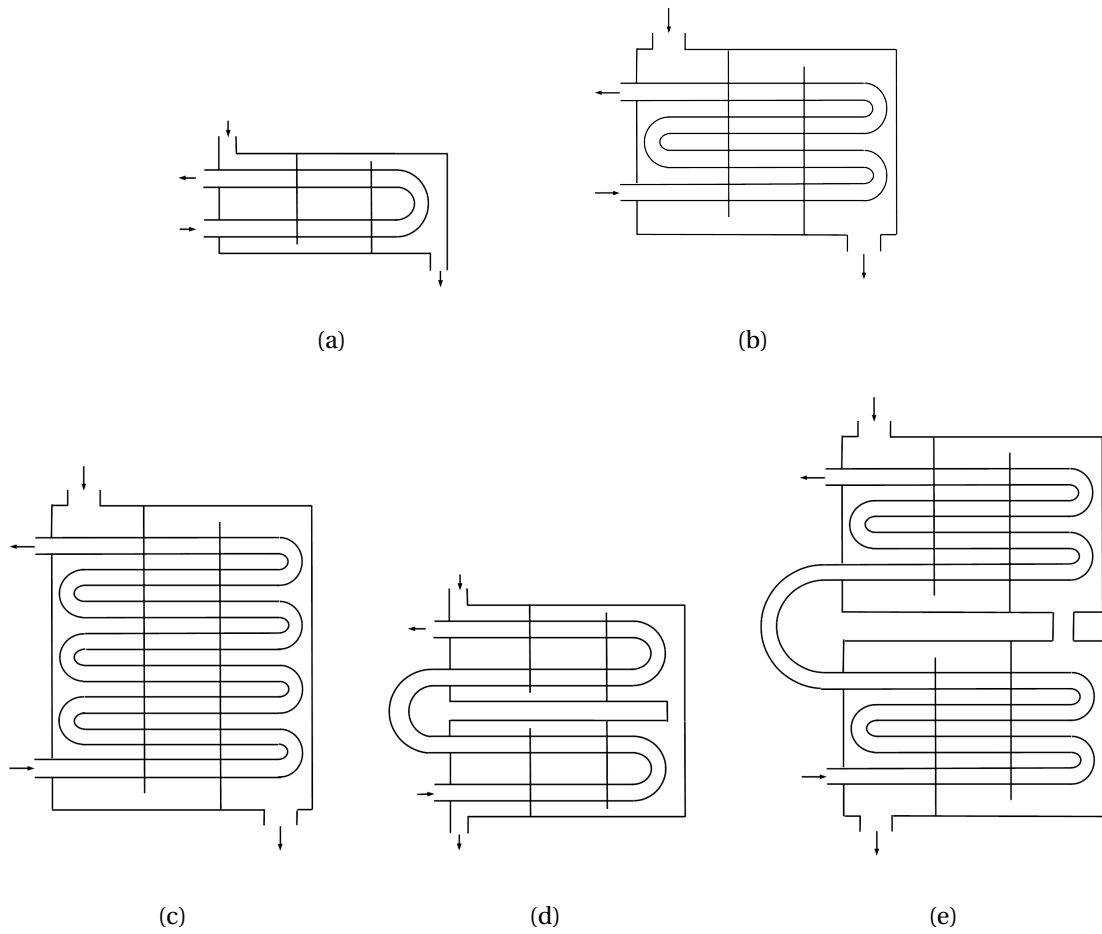


Figura 3: Representação esquemática de trocadores de calor casco e tubos: (a) 1 passe no casco e 2 passes nos tubos; (b) 1 passe no casco e 4 passes nos tubos; (c) 1 passe no casco e 8 passes nos tubos; (d) 2 passes no casco e 4 passes nos tubos; (e) 2 passes no casco e 8 passes nos tubos;.

indicado pelas setas.

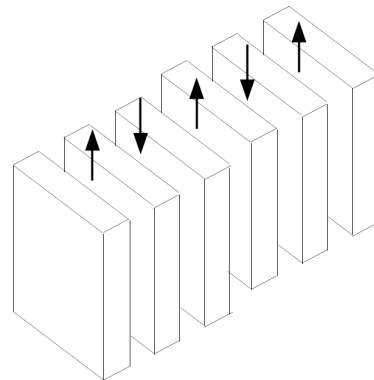


Figura 4: Representação esquemática de um trocador de placas

De acordo com Perussi [16], trocadores compactos de tubos aletados são constituídos por feixes de tubos interligados por aletas. Enquanto o líquido escoo dentro dos tubos, o lado externo recebe o fluxo forçado de gás ou ar. De acordo com Bejan [12], as aletas instaladas, além de aumentarem a área de troca de calor no lado externo, reduzem o espaço para a passagem do fluido o que pode induzir turbulência e intensificar a troca térmica.

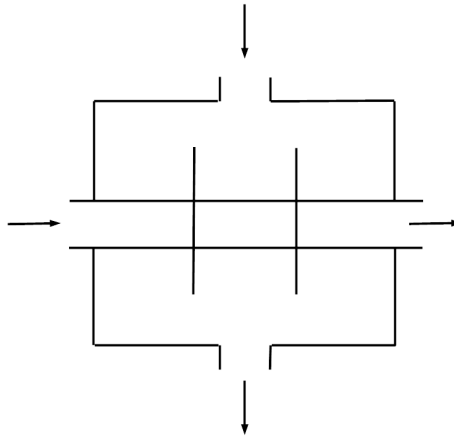


Figura 5: Representação esquemática de um trocador compacto de tubos aletados em escoamento cruzado.

Na Figura 5 é mostrada a vista lateral de um trocador de tubos em escoamento cruzado, formado por um único tubo e com duas aletas perpendiculares a esse tubo.

## 2.1 Dinâmica dos fluidos

O fluxo de massa cruzando uma superfície é dado por:

$$\dot{m} = \int_A \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA \quad (2.1)$$

Onde,  $A$  é a área transversal ao escoamento,  $\mathbf{n}$  é o vetor unitário normal à superfície  $A$ ,  $\rho$  é a densidade do fluido e,  $\mathbf{v}$  é a velocidade.

A partir da equação 2.1, considerando a densidade do fluido constante, é possível estimar a velocidade do fluido entrando no trocador e essa velocidade é considerada constante ao longo do comprimento do trocador.

O fator de atrito é um parâmetro adimensional utilizado para avaliar a perda de carga. É dependente da natureza do escoamento (turbulento ou laminar), do material dos tubos e

das condições de superfície. De acordo com Fox e McDonald [17] a perda de carga representa a parcela de energia mecânica transformada em térmica por efeito do atrito. A perda de carga e a queda de pressão para escoamento interno em um tubo circular são dadas por:

$$\Delta e = \frac{fLv^2}{2D} \quad (2.2a)$$

$$\Delta p = \frac{fL\rho v^2}{2D} \quad (2.2b)$$

Onde,  $f$  é o fator de atrito na superfície,  $L$  é o comprimento do tubo e  $D$  é o diâmetro do tubo.

De acordo com Fox e McDonald [17], as perdas de carga localizadas, que podem ocorrer em contrações, válvulas, curvas e acessórios são dadas por:

$$\Delta e_{local} = \sum Z \frac{v^2}{2} \quad (2.3)$$

Onde,  $Z$  é o coeficiente de perda, cujo valor deve ser definido em função da mudança (expansão, curva, etc) que ocorre no escoamento.

Segundo Bergman et al [13], a potência de bombeamento necessária para manter o escoamento em um trocador de calor caso o fluido seja incompressível, é dada por:

$$Hp = \Delta p \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2.4)$$

A equação 2.4 é válida apenas se o escoamento ocorrer em condições isotérmicas e adiabáticas. A hipótese de escoamento incompressível é utilizada considerando que mesmo com variação de temperatura e troca de calor, a variação de densidade do fluido dentro do trocador é muito pequena e por isso pode ser desprezada.

De acordo com Fox e McDonald [17], o fator de atrito para o escoamento em um tubo circular, utilizado nas equações 2.2a e 2.2b, pode ser obtido no ábaco de Moody, conhecendo-se as condições de rugosidade dos tubos e o número de Reynolds. Bergman et al [13] e, Fox e McDonald [17], sugerem o uso da expressão de Colebrook, para calcular o fator de atrito de um escoamento.

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re f^{0,5}} \right) \quad (2.5)$$

Onde,  $e$  é a rugosidade superficial do tubo circular. De acordo com Bergman et al [13] as

equações 2.5 e 2.7a são as equações que geram o ábaco de Moody.

De acordo com Bergman et al [13], o escoamento pode ser considerado turbulento para números de Reynolds maiores que 2300. Nesse caso, o número de Nusselt pode ser calculado por correlações empíricas dependente dos números de Prandtl e Reynolds, ou dos números de Grashof e Prandtl. Para estimar o número de Nusselt, na superfície de um tubo circular, Bergman et al [13] indica que a correlação de Gnielinski deve ser usada por ter uma boa precisão e cobrir uma ampla faixa de números de Reynolds e Prandtl. Os números de Reynolds, Prandtl e Nusselt, são dados por:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.6a)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.6b)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.6c)$$

Onde  $\mu$  é viscosidade dinâmica do fluido,  $c_p$  é o calor específico e  $k$  é a condutividade térmica. A Equação 2.6c é válida se o número de Prandtl estiver entre 0,5 e 2000 e o número de Reynolds estiver entre 3000 e 5000000.

Em caso de escoamento laminar, sob a hipótese fluxo térmico na superfície constante, o fator de atrito e o número de Nusselt na superfície interna de um tubo circular são dados por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.7a)$$

$$Nu = 4,36 \quad (2.7b)$$

Segundo Fox e McDonald [17], as equações 2.2a, 2.2b, 2.6a e outras que dependam do diâmetro, podem ser usadas para dutos não circulares se o diâmetro hidráulico for usado no lugar do diâmetro do tubo, entretanto, a validade dessa hipótese depende da geometria do duto. Bergman et al [13] fornece valores para o fator de atrito em função do número de Reynolds e para o número de Nusselt no escoamento laminar para alguns tubos com diferentes geometrias. O diâmetro hidráulico de um tubo não circular, é dado por:

$$Dh = \frac{4A}{P} \quad (2.8)$$

Onde,  $P$  é o perímetro molhado do tubo e  $A$  é a área de seção transversal do tubo. Para a região anular entre tubos concêntricos, na qual ocorre escoamento laminar, Bergman et al [13] fornece valores para o número de Nusselt nas duas superfícies de uma região anular, em função da razão entre os diâmetros menor e maior dessa região. Neste trabalho, o diâmetro hidráulico foi utilizado para todas as seções transversais não circulares.

## 2.2 Transmissão de calor

De acordo com Bergman et al [13], o coeficiente global de transferência de calor é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre os fluidos e, é a etapa mais imprecisa do projeto de um trocador de calor. O coeficiente global para uma parede sem aletas, entre dois fluidos, em cada lado da parede, é dado por:

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + R_{pe} \left(\frac{A_i}{A_e}\right) + R_d A_i + R_{pi} + \left(\frac{A_i}{h_e A_e}\right)} \quad (2.9a)$$

$$U_e = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_e}\right) + R_{pi} \left(\frac{A_e}{A_i}\right) + R_d A_e + R_{pe} + \left(\frac{A_e}{h_i A_i}\right)} \quad (2.9b)$$

Onde  $h_i$  e  $h_e$  são os coeficientes convectivos,  $R_{pi}$  e  $R_{pe}$  são os fatores de deposição,  $R_d$  é a resistência térmica à condução da parede e,  $S_i$  e  $S_e$  são as áreas de troca de calor nos dois lados da parede.

Os coeficientes convectivos podem ser estimados pela Equação 2.10a e, à resistência térmica a condução para parede plana e para parede cilíndrica são dadas pelas equações 2.10b, e 2.10c, respectivamente.

$$h = \frac{kNu}{D} \quad (2.10a)$$

$$R_{dp} = \frac{t}{k_c} \quad (2.10b)$$

$$R_{dc} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_c} \quad (2.10c)$$

Onde,  $k$  é a condutividade térmica do fluido,  $t$  é a espessura da parede plana,  $k_c$  é a condutividade térmica da parede,  $r_2$  e  $r_1$  são os diâmetros maior e menor de uma parede cilíndrica e,  $L$  é o comprimento de uma parede cilíndrica na direção axial.

De acordo com Bergman et al [13], o balanço de energia para um fluido em um trocador

de calor, sem mudança de fase, é dado por:

$$q = UA\Delta T \quad (2.11a)$$

$$q = \dot{m}_q c_{pq}(T_{qe} - T_{qs}) \quad (2.11b)$$

$$q = \dot{m}_f c_{pf}(T_{fe} - T_{fs}) \quad (2.11c)$$

Onde,  $\Delta T$  é uma média logarítmica de diferença de temperaturas dos fluidos,  $q$  é a taxa de troca de calor em função do tempo,  $\dot{m}_q$  e  $\dot{m}_f$  são os fluxos de massa,  $c_{pq}$  e  $c_{pf}$  são os calores específicos,  $T_{qe}$  e  $T_{fe}$  são as temperaturas de entrada e,  $T_{qs}$  e  $T_{fs}$  são as temperaturas de saída dos fluidos no trocador. A média de diferença de temperaturas é dada por:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.12)$$

Onde, para o escoamento contracorrente, temos:

$$\Delta T_1 = T_{qe} - T_{fs} \quad (2.13a)$$

$$\Delta T_2 = T_{qs} - T_{fe} \quad (2.13b)$$

E para o escoamento paralelo:

$$\Delta T_1 = T_{qe} - T_{fe} \quad (2.14a)$$

$$\Delta T_2 = T_{qs} - T_{fs} \quad (2.14b)$$

Segundo Bergman et al [13], em caso de trocadores com múltiplos passes ou escoamento cruzado, a equação 2.12 deve ser usada considerando o escoamento como contracorrente e o valor de  $\Delta T$  deve ser multiplicado por um fator de correção, dependente das temperaturas dos dois fluidos na entrada e na saída do trocador.

Segundo Bergman et al [13], a efetividade de um trocador de calor é dada pela razão entre a taxa real de troca de calor, e a taxa máxima de troca de calor possível. A efetividade de

um trocador e a taxa máxima de troca de calor são dados por:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (2.15a)$$

$$q_{max} = (\dot{m}c_p)_{min} (T_{qe} - T_{fe}) \quad (2.15b)$$

### 2.3 Trocadores compactos

Para os trocadores de placas, Bergman et al [13] utilizou um modelo no qual, cada canal entre duas placas é considerado como um tubo com seção transversal retangular, e o trocador é calculado como nas Seções 2.1 e 2.2. Para um tubo com seção transversal retangular, no qual a razão entre a aresta maior e a menor do retângulo tende ao infinito, as equações 2.7a e 2.7b se tornam:

$$f = \frac{96}{Re} \quad (2.16a)$$

$$Nu = 8,23 \quad (2.16b)$$

Para outra situação de estudo, o escoamento externo cruzado sobre um conjunto de tubos, alguns modelos relacionando transferência de calor e queda de pressão para tubos em escoamento cruzado são mostrados por Hammock [18].

De acordo com Bergman et al [13], a queda de pressão para o escoamento externo de um trocador desse tipo são dadas por:

$$\Delta p = \frac{G^2 V_e}{2} \left( (1 + \sigma^2) \left( \frac{V_s}{V_e} - 1 \right) + f \frac{S}{A_{el}} \frac{V_m}{V_e} \right) \quad (2.17)$$

Onde,  $V_e$ ,  $V_s$  e  $V_m$  são o volume específico do fluido na entrada, na saída e o médio;  $A_{el}$  é a área de escoamento livre;  $\sigma$  é a razão entre a área livre para escoamento e a área total de transferência de calor e;  $G$  é a velocidade mássica do fluido.

Segundo Hammock [18], o fator de atrito, para as configurações estudadas por Kays e London, pode ser dado pela equação:

$$f = C_f Re^{-0,18} \quad (2.18)$$

Onde,  $C_f$  é um valor entre 0,15 e 0,452.

De acordo com Bergman et al [13], a velocidade mássica do fluido e o número de Reynolds, para o escoamento externo, são dados por:

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (2.19a)$$

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (2.19b)$$

Onde,  $A_{fr}$  é a área frontal do trocador de calor.

Segundo Bergman et al [13], o coeficiente convectivo no lado externo dos tubos é dado por:

$$h = \frac{j_c G c_p}{Pr^{2/3}} \quad (2.20)$$

Onde  $j_c$  é o fator de Coulburn, que segundo Hammock [18], pode ser calculado por:

$$j_c = C_h Re^{-0,4} \quad (2.21)$$

Onde,  $C_h$  é um valor entre 0,2 e 0,425. As outras variáveis a serem calculadas para esse tipo de trocador, e que não foram abordadas nessa seção, são calculadas como já mostrado nas Seções 2.1 e 2.2.

### 3 MODELO NUMÉRICO

De acordo com Bergman et al [13], em um projeto de trocador de calor, os fluxos de massa e as temperaturas desejadas para cada fluido na entrada e na saída do equipamento devem ser especificados e, a partir disso deve-se definir o tipo de trocador e a área superficial necessária.

Nesse trabalho, além destes parâmetros, são definidas as propriedades de cada fluido (avaliadas à temperatura média do fluido e consideradas constantes dentro do trocador), aspectos como número de tubos e diâmetros ou número de placas e, a partir dessas informações, são calculados o tamanho do trocador (área de troca de calor), temperaturas ao longo do trocador e a energia mecânica necessária para manter o escoamento. Duas hipóteses principais são empregadas nesse trabalho:

- Não ocorre troca de calor entre os fluidos e o meio externo. Essa hipótese é utilizada considerando a troca entre os fluidos e o meio externo seja insignificante ou ocorra de forma muito lenta.
- Trocadores com múltiplos tubos internos são calculados como se tivessem um único tubo com área superficial igual ao somatório da área de todos os tubos. Essa hipótese é adotada com o objetivo de simplificar os modelos computacionais.

#### 3.1 Análise discreta

A discretização é feita dividindo-se um trocador de comprimento total na direção do escoamento igual a  $L$ , em  $n$  volumes de controle (elementos discretos) de comprimento  $e$ , fazendo um balanço de energia nos fluidos em cada volume de controle para calcular a quantidade de calor trocado pelos fluidos. Esse tipo de análise é baseada no Método dos Volumes Finitos, considerando que o escoamento e a transferência de calor ocorrem em regime estacionário. De acordo com Anjos [1], é comum considerar propriedades, como o calor específico dos fluidos e o coeficiente global de transferência de calor, constantes em projetos de trocadores de calor.

A Figura 6 mostra o corte na direção longitudinal de um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e dois passes nos tubos. Este trocador é formado por dois tubos cilíndricos, um externo chamado de casco e um tubo interno dobrado para executar duas

passagens no casco além de, duas chicanas instaladas. Geralmente trocadores desse tipo possuem vários tubos internos porém, nesse caso, apenas um foi colocado para facilitar a representação na figura.

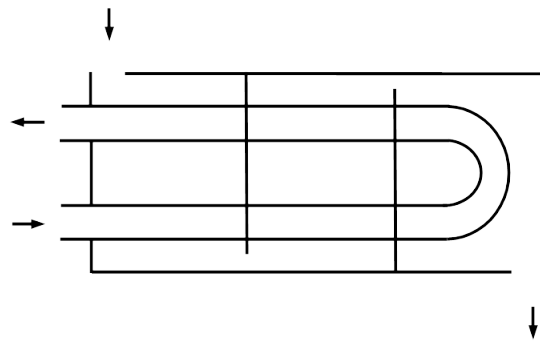


Figura 6: Trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos.

Na Figura 7 é mostrada a malha (a rede de elementos discretos) do trocador da Figura 6. Os pontos de entrada ou saída de fluido em cada elemento são chamados de nós. De acordo com Anjos [1], o fluido mais importante do sistema, aquele que se deseja aquecer ou resfriar e que normalmente é colocado para escoar dentro dos tubos, é chamado de fluido de processo e, o fluido de serviço é utilizado para fornecer ou retirar energia do fluido de processo. O fluido de processo entra no trocador atravessando o nó 1 e sai atravessando o nó 7 e, o fluido de serviço entra pelo nó 8 e sai pelo nó 14. A sequência de numeração dos elementos e dos nós pode ser arbitrária mas, é conveniente escolher uma numeração que facilite a montagem de uma matriz de conectividade, uma matriz cujos valores são os pontos nodais da discretização e na qual, cada linha representa um elemento discreto e as colunas representam entrada ou saída, de cada fluido em um elemento.

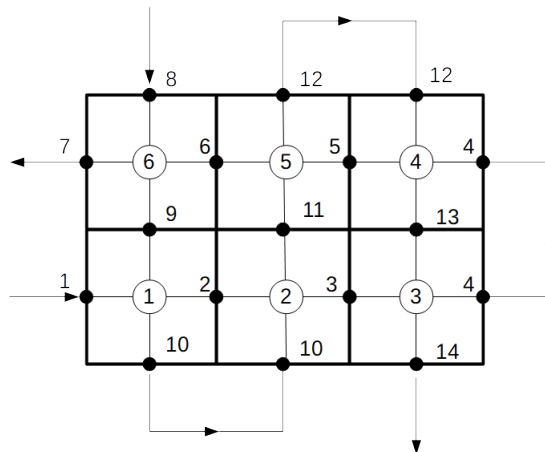


Figura 7: Trocador discreto com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos.

A seguir, uma matriz de conectividade é mostrada esquematicamente. O elemento discreto 1 está representado na primeira linha, o elemento 2 na segunda linha e assim sucessivamente. As duas primeiras colunas abrigam os nós de entrada e saída, respectivamente, do fluido de processo e, a 3ª e 4ª colunas abrigam os nós de entrada e saída, respectivamente, do fluido de serviço.

$$J_{mn} = \begin{bmatrix} i_1 & j_1 & k_1 & l_1 \\ i_2 & j_2 & k_2 & l_2 \\ i_3 & j_3 & k_3 & l_3 \\ i_4 & j_4 & k_4 & l_4 \\ & & \cdot & \\ & & \cdot & \\ & & \cdot & \\ i_{m-1} & j_{m-1} & k_{m-1} & l_{m-1} \\ i_m & j_m & k_m & l_m \end{bmatrix}$$

Matriz de conectividade.

Onde:

- m: elemento discreto
- n: i, j, k, l
- i: entrada do passe dos tubos no elemento genérico m
- j: saída do passe dos tubos no elemento genérico m
- k: entrada do passe dos tubos no elemento genérico m
- l: entrada do passe dos tubos no elemento genérico m

De acordo com Anjos [1] o balanço de energia em cada fluido, no elemento 1, gera o seguinte sistema de equações:

$$Q_i = \dot{m}_p c_{pp} T_i \quad (3.1a)$$

$$Q_j = Q_i - UA\Delta T \quad (3.1b)$$

$$Q_k = \dot{m}_s c_{ps} T_k \quad (3.1c)$$

$$Q_l = Q_k + UA\Delta T \quad (3.1d)$$

Onde,  $Q_i$ ,  $Q_j$ ,  $Q_k$ ,  $Q_l$  são a quantidade de energia entrando ou saindo do elemento através do nó indicado pelo subscrito;  $\dot{m}_p$  e  $\dot{m}_s$  são os fluxos de massa dos fluidos de processo (escoando nos tubos) e de serviço (escoando no casco), respectivamente;  $c_{pp}$  e  $c_{ps}$  são os calores específicos dos fluidos de processo e de serviço respectivamente;  $A$  é a área superficial de um elemento discreto e;  $T_i$  e  $T_k$  são as temperaturas dos fluidos de processo e de serviço na entrada do elemento.

De acordo com Bejan [12] para definir a resistência térmica global, o produto  $UA$ , deve-se utilizar a área total de troca de calor, ou seja, a parcela da área não aletada somada à área das aletas. A resistência térmica total é um somatório das resistências térmicas à convecção, multiplicadas pela efetividade das aletas, com a resistência térmica trazida pela incrustação nas paredes e a resistência à condução da parede que separa os fluidos. Segundo Bergman et al [13], caso as paredes sejam de um material de alta condutividade térmica e sua espessura seja desprezível comparada ao comprimento, o fator de condução na parede pode ser desprezado e, além disso, caso não haja incrustação e as paredes não possuam aletas, o

coeficiente global pode ser aproximado pela equação:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (3.2)$$

Em um projeto, o coeficiente global de transferência de calor pode ser diminuído se aumentarmos o diâmetro do casco de um trocador. Outra forma de controlar a transferência de calor é alterando a vazão de um dos fluidos. Um fluido que tenha sua vazão reduzida experimentará uma variação de temperatura maior.

Segundo Anjos [1], a diferença entre as médias aritméticas de temperatura de cada fluido fornece uma boa aproximação para o valor de  $\Delta T$ . Essa aproximação é uma forma de linearizar o sistema de equações. A média da diferença de temperaturas para um elemento discreto genérico é dada por:

$$\Delta T = \frac{T_i + T_j}{2} - \frac{T_k + T_l}{2} \quad (3.3)$$

O sistema linear local, em forma matricial, baseado nas equações 3.1a, 3.1b, 3.1c, 3.1d e 3.3, para um elemento discreto genérico, fica:

$$\begin{vmatrix} -\dot{m}_p c_{pp} & 0 & 0 & 0 \\ \dot{m}_p c_{pp} - \left(\frac{UdA}{2}\right) & -\frac{UdA}{2} & \frac{UdA}{2} & \frac{UdA}{2} \\ 0 & 0 & -\dot{m}_s c_{ps} & 0 \\ \frac{UdA}{2} & \frac{UdA}{2} & \dot{m}_s c_{ps} - \left(\frac{UdA}{2}\right) & -\frac{UdA}{2} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} T_i \\ T_j \\ T_k \\ T_l \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -Q_i \\ Q_j \\ -Q_k \\ Q_l \end{vmatrix}$$

Sistema linear local em forma matricial.

De acordo com Anjos [1], a matriz 4x4, se repete para todos os elementos qualquer que seja o trocador. Isso ocorre porque o trocador é dividido em elementos discretos de mesma área superficial, além de as vazões dos fluidos, os calores específicos e o coeficiente global de transferência de calor serem considerados constantes. Essa matriz é chamada matriz de rigidez do elemento. Além da matriz de rigidez, o sistema linear local é formado por um vetor 1x4 chamado de vetor de incógnitas, formado pelas temperaturas de entrada e saída para cada fluido e, um vetor 1x4 chamado de vetor de carregamento, formado pelas entalpias de entrada e saída dos fluidos, esses vetores mudam a cada elemento porém, obedecem à mesma lei de formação.

O próximo passo é, com o auxílio de uma matriz de conectividade, alocar as equações de todos os sistemas lineares locais (de cada elemento) em um sistema linear global (de todos os elementos) utilizando o algoritmo disponível em Anjos [1] e, aplicar as condições de contorno do problema, que são as temperaturas de entrada dos fluidos de processo e de serviço.

A Figura 8 exibe uma outra possibilidade de discretização para o trocador da Figura 6, com apenas 2 elementos, para permitir a visualização do sistema linear global em apenas um página. A seguir vemos o sistema linear global baseado nessa discretização, formado pelas equações de todos os elementos e, com aplicação das condições de contorno. A matriz de rigidez global é sempre quadrada e de dimensão  $N \times N$ , onde  $N$  é o número de nós da discretização. Nesse exemplo da Figura 8, a matriz de rigidez global  $6 \times 6$  deve ser multiplicada pelo vetor de incógnitas (temperaturas)  $6 \times 1$  para obter o vetor de carregamento (entalpias)  $6 \times 1$ .

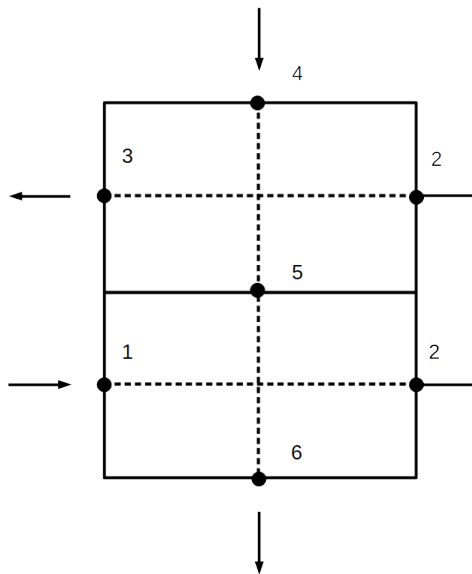


Figura 8: Trocador discreto com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos, dividido em 2 elementos discretos.

$-\dot{m}_p c_{pp}$	0	0	0	0	0	$T_1$	$-Q_1$
$\dot{m}_p c_{pp}$ $-\left(\frac{UA}{2}\right)$	$-\dot{m}_p c_{pp}$ $-\left(\frac{UA}{2}\right)$	0	0	$\frac{UA}{2}$	$\frac{UA}{2}$	$T_2$	0
0	$\dot{m}_p c_{pp}$ $-\left(\frac{UA}{2}\right)$	$-\dot{m}_p c_{pp}$ $-\left(\frac{UA}{2}\right)$	$\frac{UA}{2}$	$\frac{UA}{2}$	0	$T_3$	0
0	0	0	$-\dot{m}_s c_{ps}$	0	0	$T_4$	$-Q_4$
0	$\frac{UA}{2}$	$\frac{UA}{2}$	$\dot{m}_s c_{ps}$ $-\left(\frac{UA}{2}\right)$	$-\dot{m}_s c_{ps}$ $-\left(\frac{UA}{2}\right)$	0	$T_5$	0
$\frac{UA}{2}$	$\frac{UA}{2}$	0	0	$\dot{m}_s c_{ps}$ $-\left(\frac{UA}{2}\right)$	$-\dot{m}_s c_{ps}$ $-\left(\frac{UA}{2}\right)$	$T_6$	0

Sistema linear global em forma matricial.

Segundo Maliska [19], durante o desenvolvimento do código é recomendável usar uma malha grosseira para facilitar a visualização de resultados e verificação de equações, entretanto, esse método de análise apresenta um erro devido à aproximação numérica das equações. Para reduzir o erro total é necessário refinar a malha, ou seja, usar um número maior de elementos discretos na execução do programa. Em contrapartida, uma malha mais refinada aumenta o erro de arredondamento.

De modo análogo ao sistema linear local, o sistema linear global após a aplicação das condições de contorno terá sempre o mesmo formato, no qual a ordenação das linhas é definida pela numeração da rede nodal, o vetor de incógnitas é composto pelas temperaturas em cada nó, a maioria delas desconhecidas, e o vetor de carregamento é composto pelas entalpias de entrada do trocador multiplicadas por -1 em suas respectivas linhas e zeros em todas as outras posições. A matriz de rigidez global pode variar de um tipo de trocador para outro dependendo da sequência dos nós.

De acordo com Anjos [1], a solução do sistema linear global pode ser obtida multiplicando-se o vetor de carregamento pela matriz de rigidez inversa. Os pacotes científicos Scipy e Numpy da linguagem Python, apresentam a função `linalg.solve` que foi usada neste trabalho para realizar essa tarefa.

A Figura 9 mostra o programa o código escrito para trocadores casco e tubos sendo executado pelo programa Spyder, um ambiente de desenvolvimento integrado utilizado para

desenvolver este trabalho.

```

389 elif j==2 and i>=7*E/8 and i<E and rest==0:
390     mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-5-((i-1-(7*E/8))*4)
391 elif j==3 and i>=7*E/8 and i<E and rest==0:
392     mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-4-((i-1-(7*E/8))*4)
393 #print('matriz de conectividade', mat)
394
395 for k in range(0,4):
396     for l in range(0,4):
397         if (k==1) and (l==0):
398             if dmp<0:
399                 Sm[k][l] = cpp*dmp
400             else:
401                 Sm[k][l] = -cpp*dmp
402         elif (k==2) and (l==2):
403             if dms<0:
404                 Sm[k][l] = cps*dms
405             else:
406                 Sm[k][l] = -cps*dms
407         if ((k==1) and (l<=1)) or ((k==3) and (l>=2)):
408             Sm[k][l] = -Sm[k][l] - U*dA/2
409         if ((k==1) and (l>=2)) or ((k==3) and (l<=1)):
410             Sm[k][l] = -Sm[k][l] + U*dA/2
411 #print('matriz de rigidez local', Sm)
412
413 for e in range(0, E):
414     for ll in range(0, 4):
415         gl = mat[e][ll]-1
416         for kl in range(0, 4):
417             gk = mat[e][kl]-1
418             G[gl][gk] = G[gl][gk] + Sm[ll][kl]
419 G[E][E]=G[E][E]+Sm[0][0]
420 G[2*(E+1)-1][2*(E+1)-1] = G[2*(E+1)-1][2*(E+1)-1]+Sm[2][2]
421 #print('matriz de rigidez global', G)
422
423 Q[0] = Sm[0][0]*Tpi
424 Q[E+1] = Sm[2][2]*Tsi
425 T = sp.solve(G, Q)

```

```

>>> runfile('C:/Users/José/Desktop/cascotubo.py', wdir='C:/Users/José/Desktop
')
ESCOAMENTO NO(S) TUBO(S)
velocidade: 0.0011589257570344441 m/s
numero de Reynolds: 357.5597283661555
numero de Prandtl: 3.7685312499999997
fator de atrito: 0.17899107456100713
numero de Nusselt: 4.36

ESCOAMENTO NO CASCO
velocidade: 0.0038994801612150494 m/s
diametro hidraulico: 0.029729729729729693 m
numero de Reynolds: 665.0409629606583
numero de Prandtl: 3.550009456264776
fator de atrito: 0.09623467359827138
numero de Nusselt: 10.628888888888889

PARAMETROS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
coeficiente convectivo no lado dos tubos 15.502222222222224 W/(m^2)
coeficiente convectivo no lado do casco 30.245952727272766 W/(m^2)
coeficiente global de transferencia de calor: 10.249140671046304 W/(m^2)
area de troca de calor interna 283.32818654085696 m^2
area de troca de calor externa 314.80909615650774 m^2
comprimento do(s) tubo(s) 41.752853153 m

ANALISE DE TROCADOR DE CALOR
temperatura de entrada do fluido de processo: 70.0 °C
temperatura de saída do fluido de processo: 28.5231633795 °C
temperatura de entrada do fluido de serviço: 0.0 °C
temperatura de saída do fluido de serviço: 34.8488798138 °C
efetividade do trocador: 0.592526237436
potencia nos tubos: 0.000123415649276 W
potencia no casco: 0.000321114732409 W
perda de carga no tubo: 0.00033458580275646355 J/kg
perda de carga no casco: 0.0002568917859271028 J/kg
>>>

```

Figura 9: Código sendo executado no programa Spyder

Fonte: PrintScreen do código desenvolvido, rodando através do programa Spyder no sistema operacional Windows 10.

### 3.1.1 Perdas de carga

De acordo com Fox e McDonald [17] a perda de carga obtida na equação 2.2a devem ser somadas as perdas de carga localizadas. É o caso de trocadores de calor com múltiplos passes, nos quais, a cada mudança de passe o fluido muda de direção. Ainda segundo Fox e McDonald [17] as perdas de carga localizadas para uma curva de retorno de 180° são dadas por:

$$\Delta e_{local} = 25 f v^2 \quad (3.4)$$

De acordo com Bergman et al [13], o fator de atrito, utilizado nas equações 2.2a, 2.2b e 3.4, pode ser obtido no ábaco de Moody, conhecendo-se as condições de rugosidade dos tubos e o número de Reynolds. Em caso de escoamento turbulento plenamente desenvolvido, Fox e McDonald [17], sugerem o uso de uma relação matemática para cálculos auxiliados por computador, a equação 2.5, e indica que essa equação pode ser aproximada com uma

precisão de 1% pela equação de Miller, mostrada abaixo:

$$f = 0,25 \left( \log_{10} \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right)^{-2} \right) \quad (3.5)$$

### 3.1.2 Escoamento cruzado

De acordo com Bergman et al [13] o número de Nusselt, para o escoamento cruzado sobre um único tubo, pode ser calculado pela correlação de Churchill e Bernstein, que é válida para toda a faixa de números de Reynolds na qual há dados disponíveis e uma ampla faixa de números de Prandtl, se o produto entre esses números for maior ou igual a 0,2:

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left(1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right)^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right)^{4/5} \quad (3.6)$$

A partir do número de Nusselt o procedimento é similar ao adotado nas seções 2.1 e 2.2, utilizando o diâmetro hidráulico no lugar do diâmetro do fluido. Nesse tipo de trocador, a instalação de aletas aumenta a área de contato no lado externo dos tubos, de modo que não é conveniente aproximar o coeficiente global pela equação 3.2, por que as áreas de troca de calor podem ser muito diferentes nos lados interno e externo, invalidando a aproximação. Bergman et al [13] propõe uma aproximação para a razão entre as áreas de troca de calor de cada lado dos tubos do trocador:

$$\frac{S_i}{S_e} = \frac{D_i}{D_e} \left(1 - \frac{S_a}{S_e}\right) \quad (3.7)$$

Onde,  $D_i$  e  $D_e$  são os diâmetros interno e externo de um tubo;  $S_i$  e  $S_e$  são as áreas de troca de calor do lado interno e externo desse tubo e  $S_a$  é a área superficial de todas as aletas no trocador.

Para o cálculo das quedas de pressão, Hammock [18] propõe uma aproximação na qual se despreza a variação de densidade do fluido no escoamento externo. Desse modo, a equação 2.21 se torna:

$$\Delta p = \frac{G^2 f S}{2\rho A_{el}} \quad (3.8)$$

## 3.2 Validação numérica

### 3.2.1 Trocador de tubos concêntricos

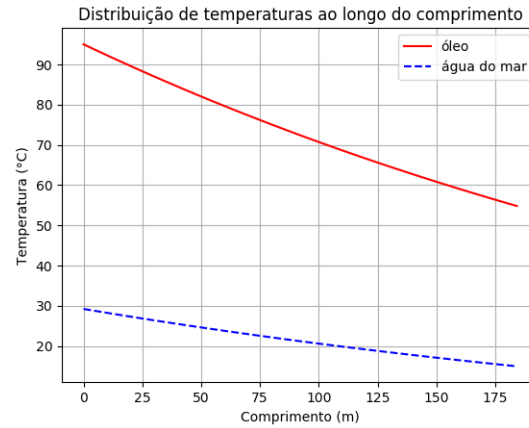
Um trocador de tubos concêntricos é formado por dois tubos de aço, um tubo menor com diâmetros interno e externo iguais a 50 mm e 55 mm respectivamente, e um tubo maior com diâmetro interno igual a 85 mm. Esse trocador utiliza água do mar no tubo externo para resfriar óleo que escoar no tubo interno. A Tabela 1 mostra as propriedades dos fluidos avaliadas a uma temperatura de aproximadamente 75°C e 22,5°C para o óleo e a água respectivamente. Os valores das propriedades são retirados de Bergman et al [13].

Tabela 1: Parâmetros utilizados para óleo e água do mar

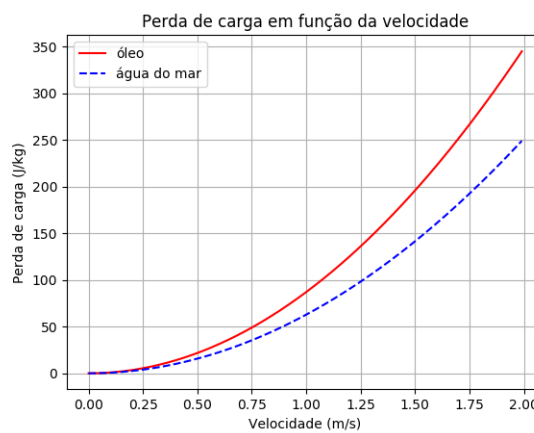
Parâmetro	óleo	água do mar
$T_{entra}$ (°C)	95	15
$T_{sai}$ (°C)	55	30
$\dot{m}$ (Kg/s)	3.5	5.0
$c_p$ (J/KgK)	2118	4179
$k$ (W/K m <sup>2</sup> )	$138 \times 10^{-3}$	$613 \times 10^{-3}$
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	853.9	997
$\mu$ (N s/m <sup>2</sup> )	$3.56 \times 10^{-2}$	$855 \times 10^{-6}$

A Figura 10 mostra a distribuição de temperaturas ao longo do comprimento do trocador, uma projeção da perda de carga em função da velocidade escolhida para cada fluido onde as velocidades dos fluidos variam de zero a 20 m/s e, a potência mecânica mínima exigida em cada tubo para manter os escoamentos. A cor vermelha nos gráficos representa o óleo e a cor azul a água.

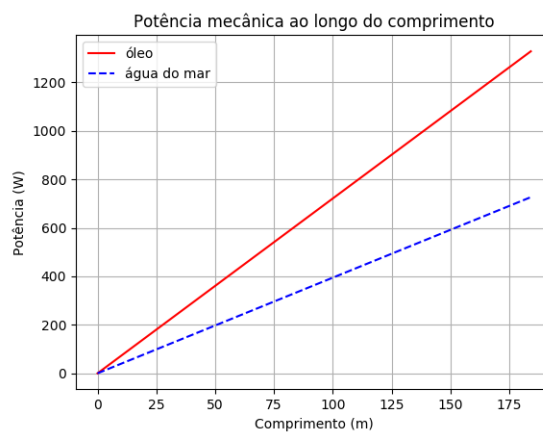
A Tabela 2 mostra as soluções numérica e analítica do problema. Para a solução numérica, o trocador foi dividido em 100 elementos discretos de comprimento igual a 1,84 m. Os resultados obtidos nas duas soluções são equivalentes e as diferenças entre as duas soluções se devem às aproximações feitas na solução computacional que é obtida em 1 s.



(a)



(b)



(c)

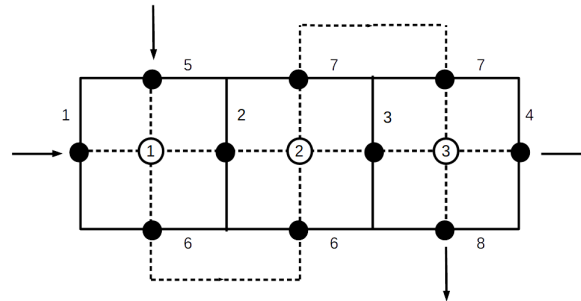
Figura 10: Validação numérica. Trocador de tubos concêntricos em escoamento contracorrente: (a) Distribuição de temperaturas; (b) Perdas de carga no casco e no tubo em função da velocidade; (c) Potência mecânica mínima necessária para os escoamentos no casco e no tubo.

Tabela 2: Comparação de resultados. Trocador de tubos concêntricos

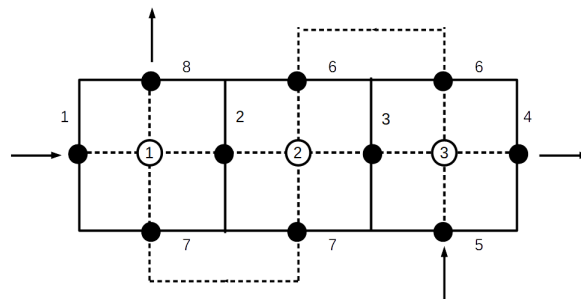
Parâmetro	Resultado analítico	Resultado numérico	Erro absoluto	Erro relativo %
$v_{oleo}(m/s)$	2.088	2.088		
$v_{agua}(m/s)$	1.52	1.52		
$D_{h_{casco}}(m)$	0.03	0.03		
$Re_{oleo}$	2503.561	2503.561		
$Re_{agua}$	53184.609	53184.609		
$Pr_{oleo}$	546.383	546.383		
$Pr_{agua}$	5.829	5.829		
$f_{oleo}$	0.048	0.047	$7.324 \times 10^{-4}$	1.526
$f_{agua}$	0.021	0.02	$5.251 \times 10^{-4}$	2.501
$Nu_{oleo}$	74.952	74.369	0.583	0.778
$Nu_{agua}$	325.004	319.258	5.745	1.768
$h_{oleo}(W/Km^2)$	206.868	205.26	1.608	0.778
$h_{agua}(W/Km^2)$	6640.913	6523.515	117.398	1.768
$U_{oleo}(W/Km^2)$	199.59	198.998	0.592	0.296
$U_{agua}(W/Km^2)$	181.445	198.998	17.553	9.674
L (m)	183.676	184.222	0.546	0.297
$A_{oleo}(m^2)$	28.852	28.937	0.086	0.297
$A_{agua}(m^2)$	31.737	31.831	0.094	0.297
$T_{oleo_{entra}}(^{\circ}C)$	95.0	95		
$T_{oleo_{sai}}(^{\circ}C)$	55.0	54.83	0.17	0.309
$T_{agua_{entra}}(^{\circ}C)$	15.0	15		
$T_{agua_{sai}}(^{\circ}C)$	29.191	29.25	0.06	0.207
$\epsilon$	0.5	0.502	0.002	0.425
$Hp_{oleo}(W)$	1344.694	1328.112	16.582	1.233
$Hp_{agua}(W)$	742.953	726.527	16.426	2.211
$\Delta e_{oleo}(J/kg)$	384.198	379.461	4.738	1.233
$\Delta e_{agua}(J/kg)$	148.591	145.305	3.285	2.211

A Figura 11 mostra duas malhas discretas para trocadores desse tipo. Esses trocadores

foram mostrados na Figura 1. Cada trocador foi dividido em 3 elementos discretos. A Figura 11.a mostra o trocador em escoamento paralelo e a Figura 11.b em escoamento contracorrente.



(a)



(b)

Figura 11: Malha discreta para trocadores de tubos concêntricos em escoamento paralelo e contracorrente: (a) Em escoamento paralelo; (b) Em escoamento contracorrente.

### 3.2.2 Trocador casco e tubos

A Tabela 3 mostra as propriedades da água e do fluido refrigerante R-134a utilizados em um trocador de calor casco e tubos, construído com tubos de aço, com 1 passe no casco e 4 passes nos tubos. Este trocador é formado por 11 tubos, cujos diâmetros interno e externo valem 18 mm e 20 mm, e um casco, cujo diâmetro interno vale 1,5 m. A água quente é colocada para escoar nos tubos e o refrigerante no casco. As propriedades dos fluidos são avaliadas a uma temperatura de aproximadamente 47,5°C e 15°C para a água e o refrigerante, respectivamente. Os valores das propriedades são retirados de tabelas disponíveis em Bergman et al [13].

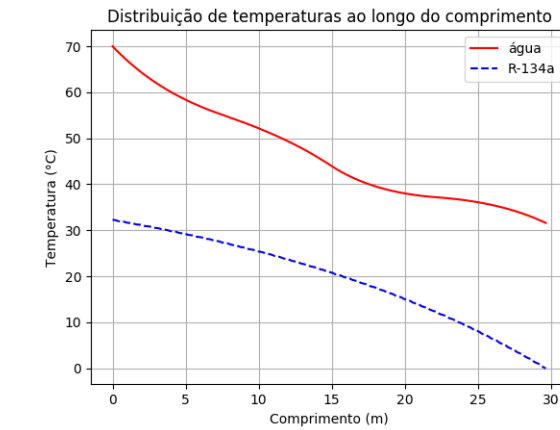
Tabela 3: Parâmetros utilizados para água e R-134a

Parâmetro	água	R-134a
$T_{entra}$ (°C)	70	0
$T_{sai}$ (°C)	25	30
$\dot{m}$ (Kg/s)	0.35	1.25
$c_p$ (J/KgK)	4180	1393
$k$ (W/K m <sup>2</sup> )	$640 \times 10^{-3}$	$84.6 \times 10^{-3}$
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	989	1236.8
$\mu$ (N s/m <sup>2</sup> )	$577 \times 10^{-6}$	$21.56 \times 10^{-6}$

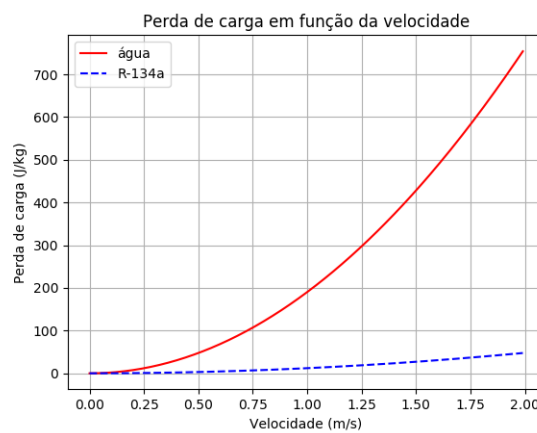
A Figura 12 mostra a distribuição de temperaturas ao longo do comprimento dos tubos, a perda de carga em função da velocidade escolhida e a potência mecânica exigida para os escoamentos de água e do refrigerante. A cor vermelha nos gráficos representa a água e a cor azul representa o fluido refrigerante. Nessa simulação, cada elemento discreto mede aproximadamente 0,074 m e o trocador foi dividido em 400 elementos.

Devemos chamar atenção para dois detalhes na Figura 12. No gráfico de distribuição de temperaturas, Figura 12.a, podemos ver 4 ondulações na curva do gráfico que representa a água, uma ondulação para cada passe dos tubos dentro casco. No gráfico de potência, Figura 12.c, existem 3 degraus também na curva que representa a água. Os degraus são causados pelas perdas de carga localizadas nas mudanças de passe dos tubos dentro do casco.

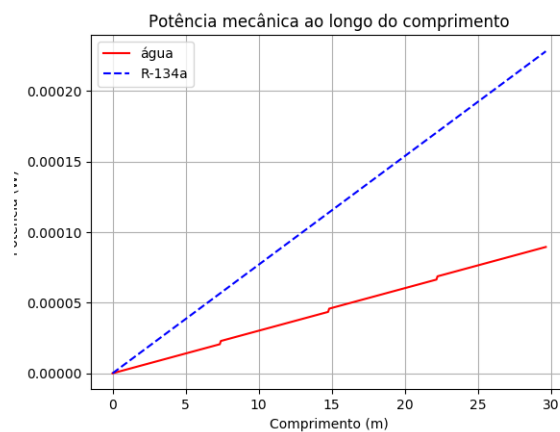
A Tabela 4 compara os resultados para a solução numérica analítica do problema do trocador casco e tubos. Na solução analítica foi usado um fator de correção igual a 0,7 para a média de temperaturas da equação 2.12. Como a equação 2.11a, usada para o dimensionamento do trocador é proporcional à média de temperaturas, esse fator de correção fez o comprimento do trocador ser menor na solução numérica do que na solução analítica e essa diferença foi repassada para todas as outras variáveis dependentes do tamanho do equipamento, como a perda de carga e as temperaturas dos fluidos na saída do trocador. Quando se utiliza o mesmo valor para o comprimento dos tubos nas duas soluções, os resultados obtidos são mais próximos.



(a)



(b)



(c)

Figura 12: Validação numérica. Trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos: (a) Distribuição de temperaturas; (b) Perdas de carga no casco e no tubo em função da velocidade; (c) Potência mecânica mínima para os escoamentos no casco e no tubo.

Tabela 4: Comparação de resultados. Trocador casco e tubos

Parâmetro	Resultado analítico	Resultado numérico	Erro absoluto	Erro relativo %
$v_{agua}(mm/s)$	1.158	1.158		
$v_{R134a}(mm/s)$	3.899	3.899		
$D_{h_{casco}}(m)$	0.0297	0.0297		
$Re_{agua}$	357.56	357.56		
$Re_{R134a}$	665.041	665.041		
$Pr_{agua}$	3.769	3.769		
$Pr_{R134a}$	3.55	3.55		
$f_{agua}$	0.179	0.179		
$f_{R134a}$	0.096	0.096		
$Nu_{agua}$	4.36	4.36		
$Nu_{R134a}$	10.629	10.629		
$h_{agua}(W/Km^2)$	15.502	15.502		
$h_{R134a}(W/Km^2)$	30.246	30.246		
$U_{agua}(W/Km^2)$	10.401	10.249	0,152	1,461
$U_{R134a}(W/Km^2)$	9.361	10.249	0,888	9,488
L (m)	41.753	29.66	12,093	28,962
$A_{agua}(m^2)$	283.328	201.27	82,058	28,962
$A_{R134a}(m^2)$	314.809	223.633	91,176	28,962
$T_{agua_{entra}}(^{\circ}C)$	70	70.0		
$T_{agua_{sai}}(^{\circ}C)$	25.000	31.599	6,599	26,396
$T_{R134a_{entra}}(^{\circ}C)$	0	0.0		
$T_{R134a_{sai}}(^{\circ}C)$	37.809	32.264	5,545	14,665
$\epsilon$	0.643	0.549	0,094	14,619
$Hp_{agua}(W)$	$11.711 \times 10^{-5}$	$8.950 \times 10^{-5}$	$2.761 \times 10^{-5}$	23.57
$Hp_{R134a}(W)$	$32.111 \times 10^{-5}$	$22.811 \times 10^{-5}$	$9.300 \times 10^{-5}$	28.962
$\Delta e_{agua}(J/kg)$	$33.459 \times 10^{-5}$	$23.768 \times 10^{-5}$	$1.921 \times 10^{-5}$	7.478
$\Delta e_{R134a}(J/kg)$	$25.689 \times 10^{-5}$	$18.249 \times 10^{-5}$	$15.201 \times 10^{-5}$	45.46

A Figura 13 mostra algumas malhas discretas para os trocadores casco e tubos de

múltiplos passes, estudados nesse trabalho. Esses trocadores, foram mostrados na Figura 3. Para os trocadores com um único passe no casco e nos tubos, a malha discreta é igual a exibida na Figura 11.

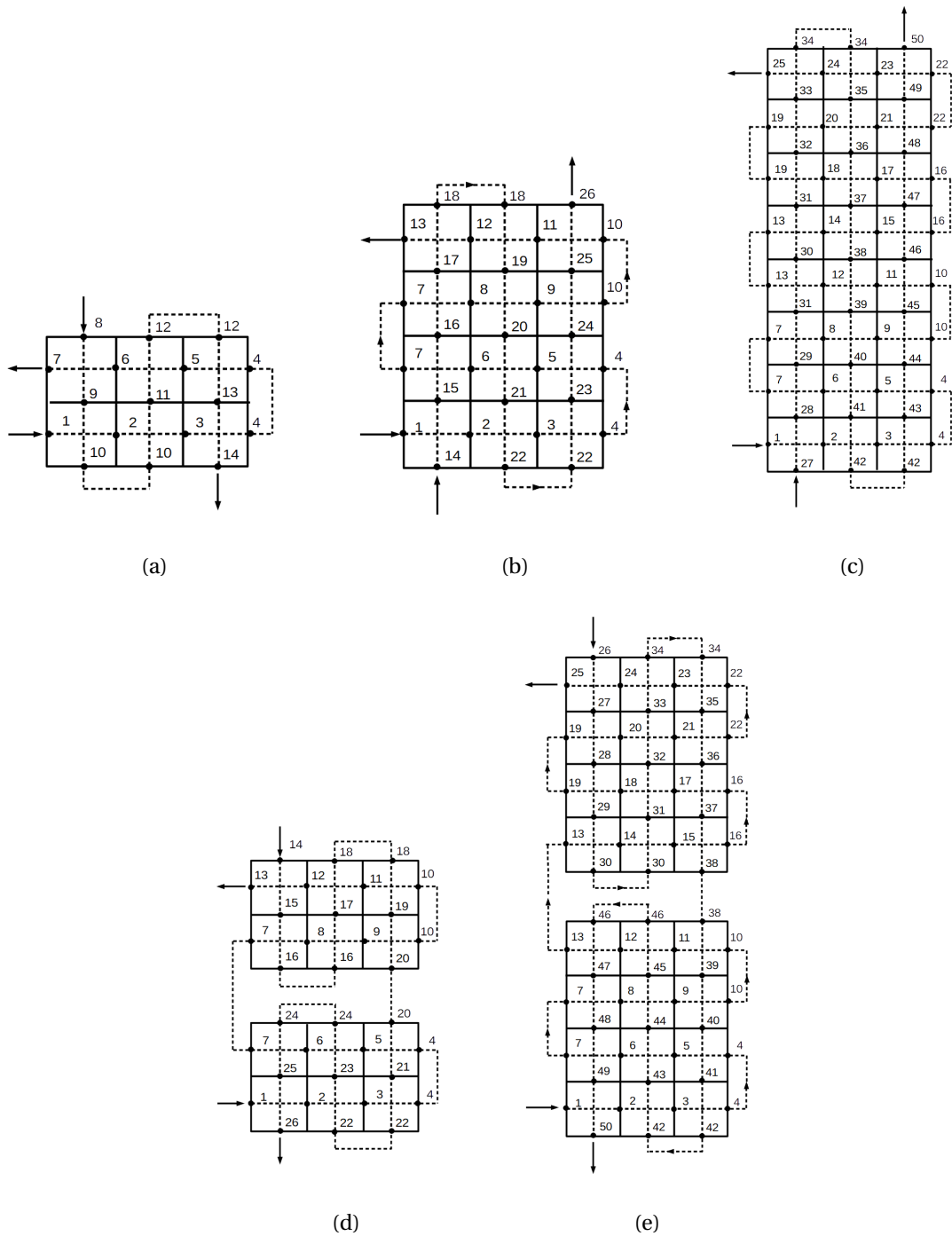


Figura 13: Trocador casco e tubos: (a) 1 passe no casco e 2 passes nos tubos; (b) 1 passe no casco e 4 passes nos tubos; (c) 1 passe no casco e 8 passes nos tubos; (d) 2 passes no casco e 4 passes nos tubos; (e) 2 passes no casco e 8 passes nos tubos.

### 3.2.3 Trocador de placas

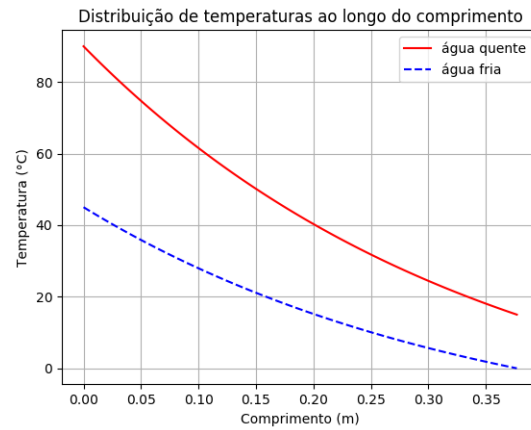
Um trocador de placas, com altura, largura e comprimento iguais a 75 mm, e uma taxa de área de troca de calor por unidade de volume igual a  $250 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , formado por placas de 1 mm de espessura, utiliza água fria para resfriar água quente. As propriedades da água, avaliadas a uma temperatura de aproximadamente  $52,5^\circ\text{C}$  e  $22,5^\circ\text{C}$ , são mostradas na Tabela 5. Os valores são retirados de Bergman et al [13].

Tabela 5: Parâmetros utilizados para água quente e água fria

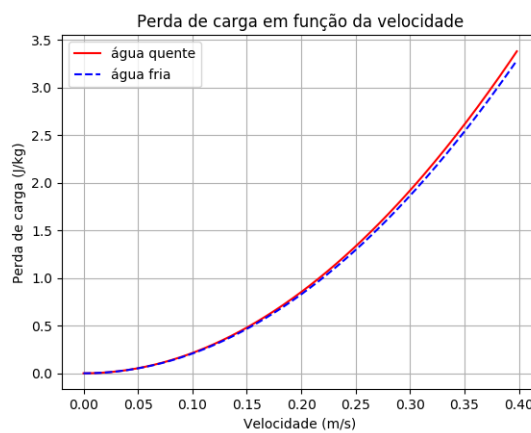
	água quente	água fria
$T_{entra}(\text{°C})$	90	0
$T_{sai}(\text{°C})$	15	45
$\dot{m}$ (Kg/s)	1.5	2.5
$c_p$ (J/KgK)	4182	4179
$k$ (W/K $\text{m}^2$ )	$645 \times 10^{-3}$	$613 \times 10^{-3}$
$\rho$ (kg/ $\text{m}^3$ )	987.2	997
$\mu$ (N s/ $\text{m}^2$ )	$528 \times 10^{-6}$	$855 \times 10^{-6}$

A Figura 14 mostra a distribuição de temperaturas em função do comprimento do trocador, as perdas de carga em função da velocidade e a potência mínima exigida para manter o escoamento. Nessa simulação, o trocador foi dividido em 100 elementos discretos com 3,8 mm cada. Como os dois fluidos tem propriedades muito semelhantes, na Figura 14.b para uma mesma velocidade e diâmetro hidráulico, a queda de pressão nos dois escoamentos tem valores muito parecidos. Por essa razão, as duas curvas são muito próximas.

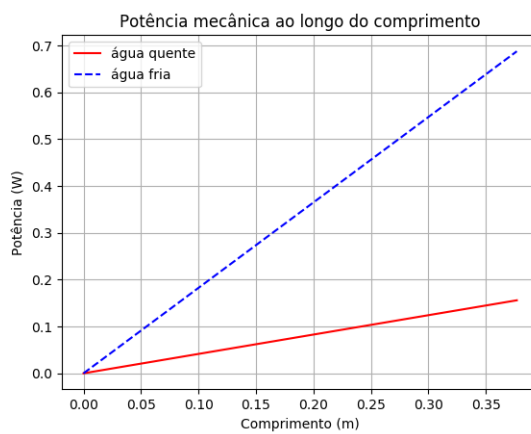
Os resultados para esse trocador são mostrados na Tabela 6. O comprimento para esse trocador é corrigido pelo código para 38 cm, as outras dimensões são mantidas. Os fluidos escoam em sentido contracorrente em canais alternados entre as placas.



(a)



(b)



(c)

Figura 14: Validação numérica. Trocador compacto de placas: (a) Distribuição de temperaturas; (b) Perdas de carga no casco e no tubo em função da velocidade; (c) Potência mecânica mínima necessária no casco e no tubo.

Tabela 6: Comparação de resultados. Trocador de placas

Parâmetro	Resultado analítico	Resultado numérico	Erro absoluto	Erro relativo %
$v_{quente}(mm/s)$	7.197	7.197		
$v_{fria}(mm/s)$	11.877	11.877		
$D_{h_{canais}}(mm)$	7.937	7.937		
$Re_{quente}$	106.794	106.794		
$Re_{fria}$	109.917	109.917		
$Pr_{quente}$	3.423	3.423		
$Pr_{fria}$	5.829	5.829		
$f_{quente}$	0.899	0.899		
$f_{fria}$	0.873	0.873		
$Nu_{quente}$	8.23	8.23		
$Nu_{fria}$	8.23	8.23		
$h_{quente}(W/Km^2)$	668.852	668.852		
$h_{fria}(W/Km^2)$	635.669	635.669		
$U (W/K m^2)$	325.654	325.919	0.264	0.081
$L (m)$	0.377	0.377	$3.063 \times 10^{-4}$	0.081
$A (m^2)$	52.91	52.863	0.043	0.081
$V_{trocador}(m^3)$	0.212	0.212	$1.723 \times 10^{-4}$	0.081
$N_{placas}$	187	187		
$T_{quente_{entra}}(^{\circ}C)$	90.0	90		
$T_{quente_{sai}}(^{\circ}C)$	15.0	15.01	0.009	0.057
$T_{fria_{entra}}(^{\circ}C)$	0	0.0		
$T_{fria_{sai}}(^{\circ}C)$	45.032	45.03	0,005	0.011
$\epsilon$	0.833	0.833	$9,462 \times 10^{-5}$	0.011
$Hp_{quente}(mW)$	156.019	155.892	$1.267 \times 10^{-4}$	0.081
$Hp_{fria}(mW)$	688.060	687.501	$5.587 \times 10^{-4}$	0.081
$\Delta e_{quente}(mJ/kg)$	1.107	1.106	$8.986 \times 10^{-7}$	0.081
$\Delta e_{fria}(mJ/kg)$	2.928	2.926	$2,378 \times 10^{-6}$	0.081

Esse trocador foi apresentado na Figura 4. A malha discreta para esse trocador repre-

sentado na Figura 4 é a mesma da Figura 11.b.

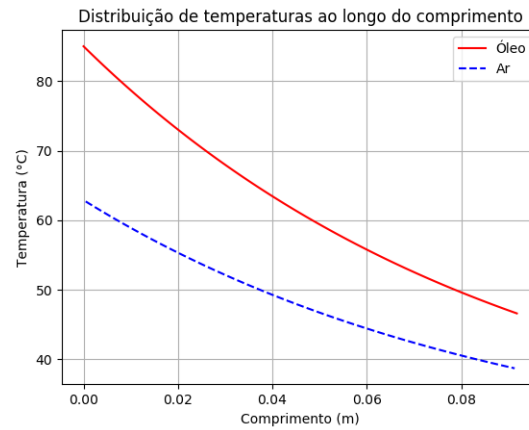
### 3.2.4 Trocador de tubos em escoamento cruzado

Um trocador compacto de tubos em escoamento cruzado, com uma área frontal igual  $0,5 \text{ m}^2$  e tubos de diâmetro interno igual 9 mm, utiliza ar a temperatura ambiente para reduzir a temperatura de um óleo. A Tabela 7 mostra as propriedades do óleo e do ar, avaliadas aproximadamente  $65^\circ\text{C}$  e  $37,5^\circ\text{C}$ , com base nas tabelas disponíveis em Bergman et al [13].

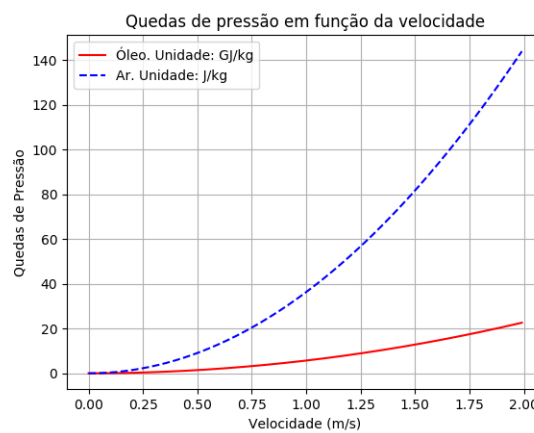
Tabela 7: Parâmetros utilizados para óleo e ar

Parâmetro	óleo	ar
$T_{entra} (^{\circ}\text{C})$	85	25
$T_{sai} (^{\circ}\text{C})$	45	50
$\dot{m}$ (Kg/s)	0.15	0.5
$c_p$ (J/KgK)	2076	1007
$k$ (W/K $\text{m}^2$ )	$139 \times 10^{-3}$	$26.3 \times 10^{-3}$
$\rho$ (kg/ $\text{m}^3$ )	859.9	1.161
$\mu$ (N s/ $\text{m}^2$ )	$5.31 \times 10^{-2}$	$184.6 \times 10^{-7}$

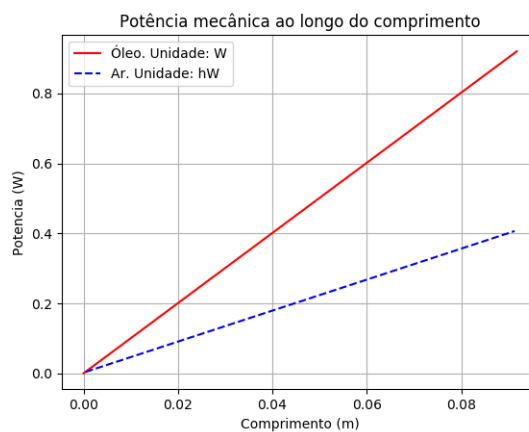
A Figura 15 mostra os gráficos de distribuição de temperaturas, perda de carga em função da velocidade e potência mecânica exigida para cada escoamento. A cor vermelha representa o óleo e a cor azul representa o ar. Na Figura 15.a a curva azul mostra as temperaturas de saída do ar. Na Figura 15.b e na Figura 15.c a escala foi alterada para representar melhor as duas curvas no mesmo gráfico. Essa diferença nos valores obtidos para uma mesma velocidade, se deve principalmente à diferença na ordem de grandeza das densidades dos fluidos. Na Figura 15.b, a perda de carga nos tubos (em vermelho) é dada em GJ/kg. Na Figura 15.c os valores para potência exigida para o óleo são dados em Watts, e para o ar (escoamento externo) em hW.



(a)



(b)



(c)

Figura 15: Validação numérica. Trocador de tubos em escoamento cruzado: (a) Distribuição de temperaturas; (b) Perdas de carga no casco e no tubo em função da velocidade; (c) Potência mecânica mínima exigida na carcaça e no tubo.

Nesse exemplo foi utilizada uma configuração padronizada do modelo de Kays e

London. O trocador possui uma taxa de área de troca de calor por unidade de volume igual a  $587 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , o diâmetro externo dos tubos vale 10,2 mm. A razão entre a área de escoamento livre e a área frontal do trocador é igual a 0,534 e, a razão entre a área das aletas e a área total de troca de calor no lado externo dos tubos é igual a 0,913. Esses valores são retirados de Bergman et al [13].

A malha discreta para um trocador desse tipo, como o exibido na Figura 5, é mostrada pela Figura 16.

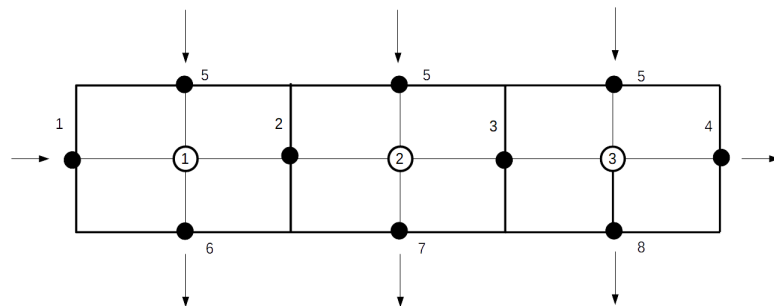


Figura 16: Malha discreta para um trocador de tubos em escoamento cruzado.

A Tabela 8 mostra os resultados numérico e analítico do problema. Os resultados, em geral, foram próximos, com exceção do fator de atrito e do número de Nusselt no lado do ar (externo), cujos valores não foram bem aproximados. Entretanto, a transferência de calor apresenta resultados semelhantes nas duas soluções, uma vez que o coeficiente global de transferência de calor dentro dos tubos é utilizado para o dimensionamento e tem seu valor mais influenciado pelo coeficiente convectivo do lado interno. Utilizando-se os mesmos valores de fator de atrito e número de Nusselt para o escoamento nas duas soluções, consegue-se resultados mais semelhantes. Para essa simulação, o trocador foi dividido em 100 elementos discretos de 1,6 mm cada.

Tabela 8: Comparação de resultados. Trocador de tubos em escoamento cruzado

Parâmetro	Resultado analítico	Resultado numérico	Erro absoluto	Erro relativo %
$v_{oleo}(mm/s)$	0.962	0.962		
$G_{ar}(kg/sm^2)$	1.873	1.873		
$D_{h_{carcaça}}(mm)$	3.639	3.639		
$Re_{oleo}$	0.14	0.14		
$Re_{ar}$	369.14	369.14		
$Pr_{oleo}$	793.062	793.062		
$Pr_{ar}$	0.707	0.707		
$f_{oleo}$	456.576	456.576		
$f_{ar}$	0.037	0.173	0.136	368.585
$Nu_{oleo}$	4.36	4.36		
$Nu_{ar}$	4.932	9.951	5.019	101.761
$h_{oleo}(W/Km^2)$	67.338	67.338		
$h_{ar}(W/Km^2)$	35.649	71.925	36.276	101.761
$U_{oleo}(W/Km^2)$	58.81	62.821	0.308	6.822
$U_{ar}(W/Km^2)$	4.514	4.822	0.308	6.822
L (m)	0.107	0.092	0.0148	13.876
$A_{oleo}(m^2)$	8.59	7.397	1.192	13.876
$A_{ar}(m^2)$	111.89	96.362	15.526	13.876
$V_{trocador}(m^3)$	0.053	0.046	0.007	13.876
$T_{oleo_{entra}}(^{\circ}C)$	85.0	85.0		
$T_{oleo_{sai}}(^{\circ}C)$	45.005	46.396	1.391	3.091
$T_{ar_{entra}}(^{\circ}C)$	25	25.0		
$T_{ar_{sai}}(^{\circ}C)$	49.736	48.875	0.860	1.730
$\epsilon$	0.667	0.643	0.023	3.478
$Hp_{oleo}(W)$	1.069	0.921	0.148	13.876
$Hp_{ar}(W)$	10.495	40.67	30.175	287.523
$\Delta e_{oleo}(J/kg)$	6128.878	5278.422	850.457	13.876
$\Delta e_{ar}(J/kg)$	24.378	94.469	70.091	287.523

#### 4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA E RESULTADOS

Trocadores de calor são utilizados em aeronaves em aplicações como condicionamento de ar, prevenção de formação de gelo e resfriamento de óleo.

De acordo com o Federal Administration Aviation (FAA) [20], em aeronaves com propulsão à jato, um trocador de calor, conhecido como resfriador de óleo a combustível frio, é utilizado para simultaneamente arrefecer o fluido hidráulico e aquecer o combustível. O aquecimento do combustível é necessário para impedir a formação de gelo, graças à baixa temperatura atmosférica nas altitudes de operação. O gelo formado poderia impedir a passagem de combustível, prejudicando o funcionamento do sistema propulsor e causando acidentes.

De acordo com o Federal Administration Aviation (FAA) [20] os trocadores usados são formados por tubos aletados de liga de alumínio. As justificativas para essa escolha são o fato o alumínio ser um metal de alta condutividade térmica, que o torna adequado a aplicações em transferência de calor, possuir baixa densidade, tornando-o apropriado para utilização em estruturas aeroespaciais, além da utilização de aletas reduzir o tamanho necessário para o equipamento.

Tabela 9: Parâmetros utilizados para combustível e óleo

Parâmetro	combustível	óleo
temperatura de entrada (°C)	10.0	90.0
temperatura de saída (°C)	30.0	65.0
fluxo de massa (kg/s)	0.25	0.25
calor específico (J/Kg K)	2000	1835.4
condutividade térmica (W/K $m^2$ )	$120 \times 10^{-3}$	$108.78 \times 10^{-3}$
densidade (kg/ $m^3$ )	810	973
viscosidade (Pa s)	$1417.5 \times 10^{-6}$	$3094.14 \times 10^{-6}$

A Tabela 9 mostra as propriedades de dois fluidos, em condições hipotéticas, utilizados para simular o trocador de calor descrito acima. Os objetivos desse estudo são demonstrar o funcionamento do código para as configurações de trocador de calor estudadas e fazer uma breve comparação entre os tipos de trocador. O combustível utilizado é o querosene de aviação e o fluido hidráulico é o óleo Skydrol e, suas propriedades são estimadas a uma

temperatura média 20°C para o querosene, de acordo com o Coordinating Research Council [21], e 77,5° para o óleo, de acordo com a Eastman Chemical Company [22].

#### 4.1 Trocador de tubos concêntricos

O primeiro teste é feito para um trocador de tubos concêntricos. O trocador é formado por um tubo menor cujos diâmetros interno e externo valem 30 mm e 35 mm respectivamente e, um tubo maior cujo diâmetro interno vale 50 mm. A Tabela 10 mostra os resultados obtidos para esse trocador com escoamento contracorrente. Um trocador desse tipo foi representado esquematicamente na Figura 1.b e discretizado na Figura 11.b.

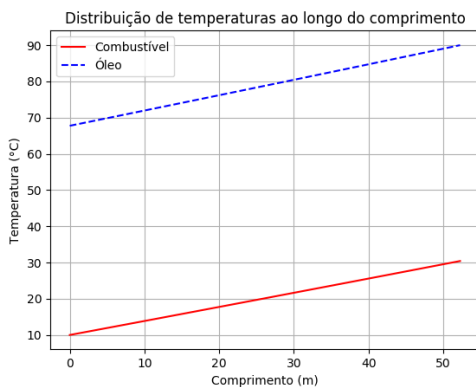
Tabela 10: Resultados da simulação de um trocador de tubos concêntricos em escoamento contracorrente

Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.437	0.257
coeficiente convectivo ( $W/K m^2$ )	370.15	39.07
coeficiente global de troca de calor ( $W/K m^2$ )	35.34	35.34
comprimento do tubo (m)	52.24	52.24
área de troca de calor ( $m^2$ )	4.92	5.74
temperatura de entrada (°C)	10.0	90.0
temperatura de saída (°C)	30.4	67.8
potência mecânica necessária (W)	1.39	1.52
perda de carga (J/kg)	5.58	6.06

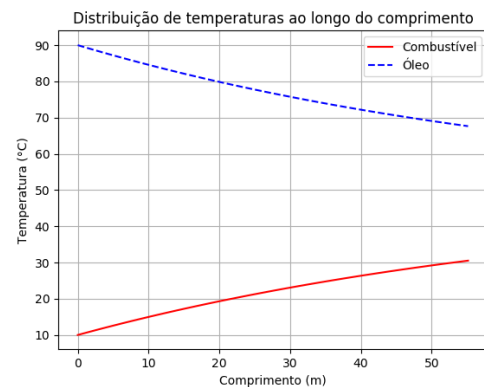
A Tabela 11 mostra os resultados obtidos para o mesmo trocador da Tabela 10, dessa vez com escoamento paralelo. Um trocador bitubular com escoamento paralelo foi mostrado esquematicamente na Figura 1.a e discretizado na Figura 11.a. As duas simulações foram feitas utilizando 101 elementos discretos. Cada elemento tem um comprimento igual a 0,517 m para o trocador em contracorrente e 0,546 m para o trocador em escoamento paralelo.

Tabela 11: Resultados da simulação de um trocador de tubos concêntricos em escoamento paralelo

Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.437	0.257
coeficiente convectivo ( $W/K m^2$ )	370.15	39.07
coeficiente global de troca de calor ( $W/K m^2$ )	35.34	35.34
comprimento do tubo (m)	55.15	55.15
área de troca de calor ( $m^2$ )	5.20	6.06
temperaturas de entrada ( $^{\circ}C$ )	10.0	90.0
temperaturas de saída ( $^{\circ}C$ )	30.5	67.6
potência mecânica necessária (W)	1.47	1.60
perda de carga (J/kg)	5.89	6.40



(a)



(b)

Figura 17: Simulação. Trocador de tubos concêntricos. Distribuição de temperaturas: (a) Distribuição de temperaturas para o trocador em escoamento contracorrente; (b) Distribuição de temperaturas para o trocador em escoamento paralelo.

A Figura 17 compara os resultados da transferência de calor obtidos para os trocadores da Tabela 10 e da Tabela 11. De acordo com Bergman et al [13], esse tipo de escoamento tem uma eficiência para transferência de calor menor que a do escoamento contracorrente. Ao comparar a Figura 17.a e a Figura 17.b vemos que um mesmo trocador com escoamento paralelo precisa de um comprimento maior para atingir as mesmas temperaturas de saída que no escoamento contracorrente.

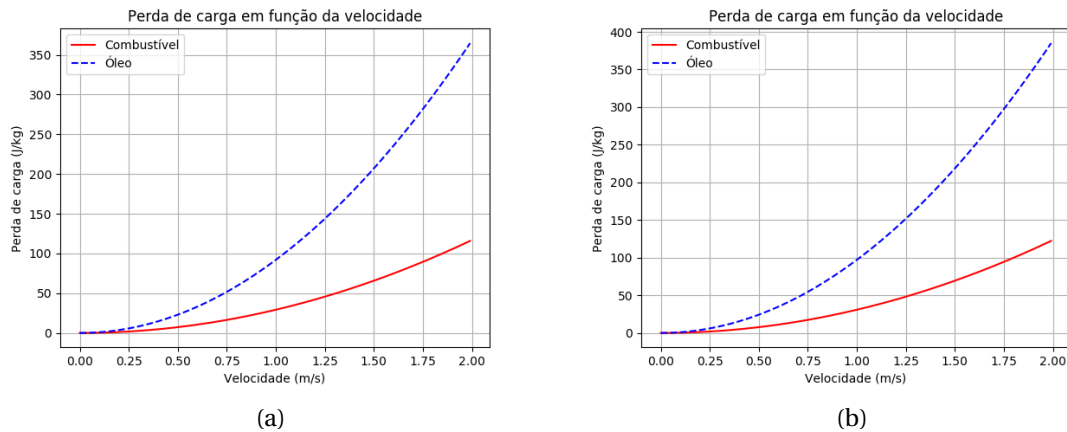


Figura 18: Simulação. Trocador de tubos concêntricos. Perdas de carga em função da velocidade: (a) Perdas de carga em função da velocidade para o trocador em escoamento contracorrente; (b) Perdas de carga em função da velocidade para o trocador em escoamento paralelo.

A Figura 18 compara as perdas de carga em função da velocidade para cada tipo de escoamento. Podemos perceber que existe uma diferença sutil entre os dois gráficos, no escoamento contracorrente as perdas de carga calculadas são ligeiramente menores que no escoamento paralelo. Isso acontece porque o comprimento dos tubos do trocador em escoamento contracorrente é menor que no escoamento paralelo.

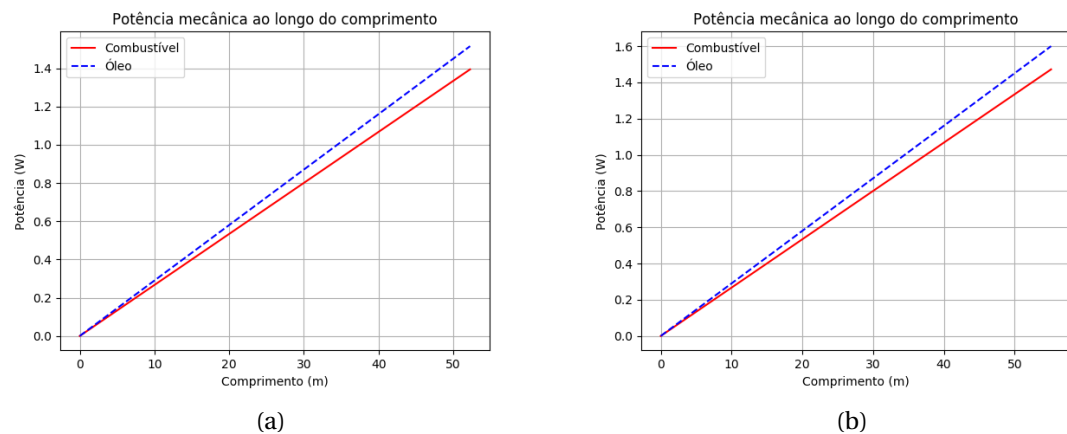


Figura 19: Simulação. Trocador de tubos concêntricos. Potência mecânica necessária: (a) Potência mecânica para o trocador em escoamento contracorrente; (b) Potência mecânica para o trocador em escoamento paralelo.

A Figura 19 compara as potências necessárias para manter o escoamento em cada trocador. Já foi mencionado que o trocador com escoamento contracorrente tem menor

perda de carga que o escoamento paralelo e, conseqüentemente a potência mecânica a ser fornecida pelo sistema de bombeamento de fluidos também é menor.

## 4.2 Trocador casco e tubos

### 4.2.1 Um passe no casco e nos tubos

A Tabela 12 mostra os resultados para um trocador do tipo casco e tubos, formado por um casco de diâmetro interno igual a 50 mm e 10 tubos cujos diâmetros interno e externo são iguais a 9,5 mm e 11 mm, respectivamente. Esses diâmetros foram escolhidos de modo que a área transversal ao escoamento fosse a mesma do trocador anterior e o escoamento é em contracorrente.

Tabela 12: Resultados da simulação de um trocador casco e tubos em escoamento contracorrente

Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.435	0.254
coeficiente convectivo ( $W/K m^2$ )	301.59	110.74
coeficiente global de troca de calor ( $W/K m^2$ )	81.00	81.00
comprimento do tubos/casco (m)	7.20	7.20
área de troca de calor ( $m^2$ )	2.15	2.49
temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	10.0	90.0
temperatura de saída ( $^{\circ}C$ )	30.4	67.8
potência mecânica necessária (W)	8.66	0.71
perda de carga (J/kg)	34.63	2.86

Um trocador desse tipo é representado esquematicamente pela Figura 20. A malha discreta para esse trocador é a mesma do trocador bitubular mostrada na Figura 11.

A Tabela 13 mostra os resultados obtidos para esse trocador com escoamento paralelo. Esse tipo de trocador tem um taxa de área de troca de calor por área de seção transversal ao escoamento maior que o trocador de tubos concêntricos, e por isso tem um comprimento menor.

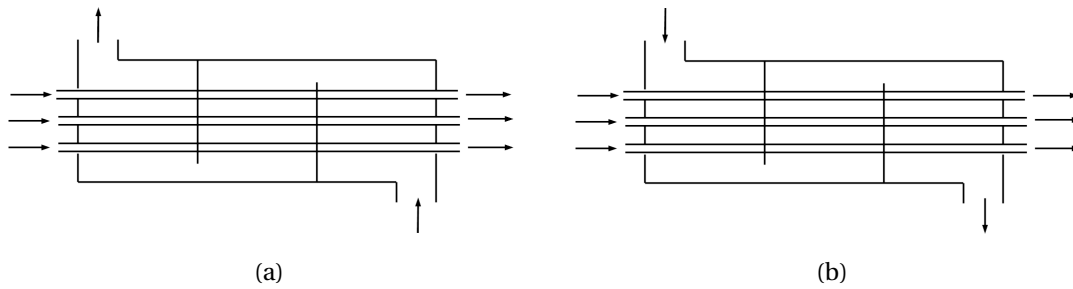


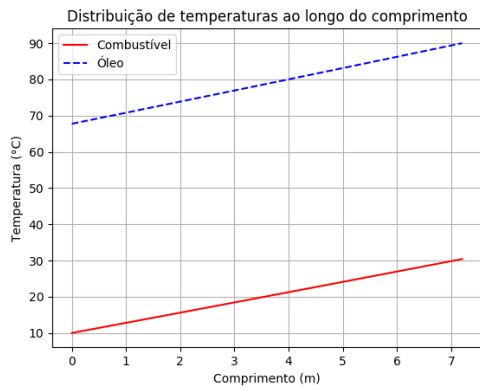
Figura 20: Representação esquemática de um trocador casco e tubos com passe único: (a) em escoamento contracorrente; (b) em escoamento paralelo.

Tabela 13: Resultados da simulação de um trocador casco e tubos em escoamento paralelo

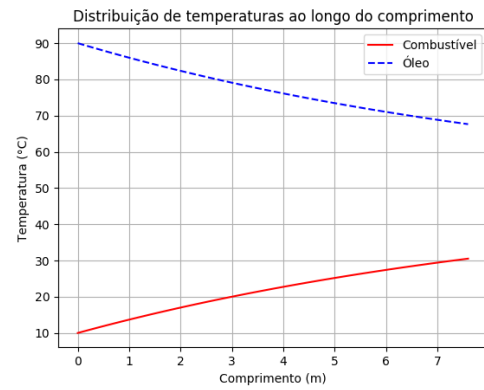
Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.435	0.254
coeficiente convectivo ( $W/K m^2$ )	301.59	110.74
coeficiente global de troca de calor ( $W/K m^2$ )	81.00	81.00
comprimento do tubos/casco (m)	7.60	7.60
área de troca de calor ( $m^2$ )	2.27	2.63
temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	10.0	90.0
temperatura de saída ( $^{\circ}C$ )	30.5	67.6
potência mecânica necessária (W)	9.14	0.75
perda de carga (J/kg)	36.55	3.02

A Figura 21 compara os resultados obtidos para a distribuição de temperaturas dos trocadores da Tabela 12 e da Tabela 13. Para um mesmo comprimento, esse trocador tem maior eficiência na transferência de calor que os trocadores de tubos concêntricos. Isso se deve à sua maior área superficial, que proporciona maior troca de energia térmica entre os fluidos e as paredes.

A Figura 22 compara as perdas de carga em função da velocidade para os trocadores com escoamento contracorrente e paralelo. Para um mesmo comprimento, esse tipo de trocador tem valores de perda de carga maiores que o trocador de tubos concêntricos também devido à maior área superficial dos tubos, que proporciona maior perda de energia mecânica por atrito entre os fluidos e a parede.

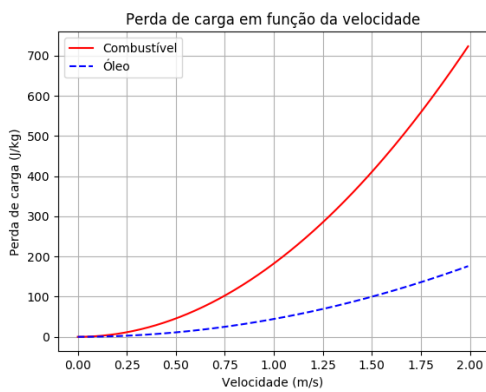


(a)

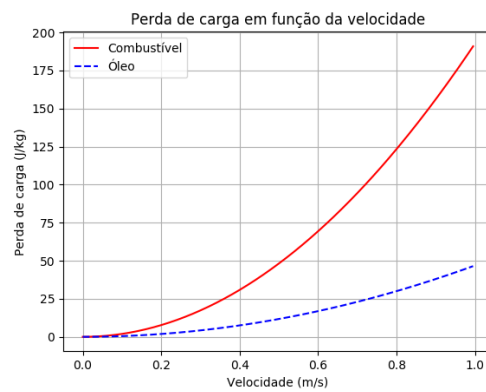


(b)

Figura 21: Simulação. Trocador casco e tubos com passe único. Distribuição de temperaturas: (a) Distribuição de temperaturas para o trocador em escoamento contracorrente; (b) Distribuição de temperaturas para o trocador em escoamento paralelo.



(a)



(b)

Figura 22: Simulação. Trocador casco e tubos com passe único. Perdas de carga em função da velocidade: (a) Perdas de carga em função da velocidade para o trocador em escoamento contracorrente; (b) Perdas de carga em função da velocidade para o trocador em escoamento paralelo.

A Figura 23 mostra os resultados para a potência necessária dos trocadores com escoamento contracorrente e paralelo.

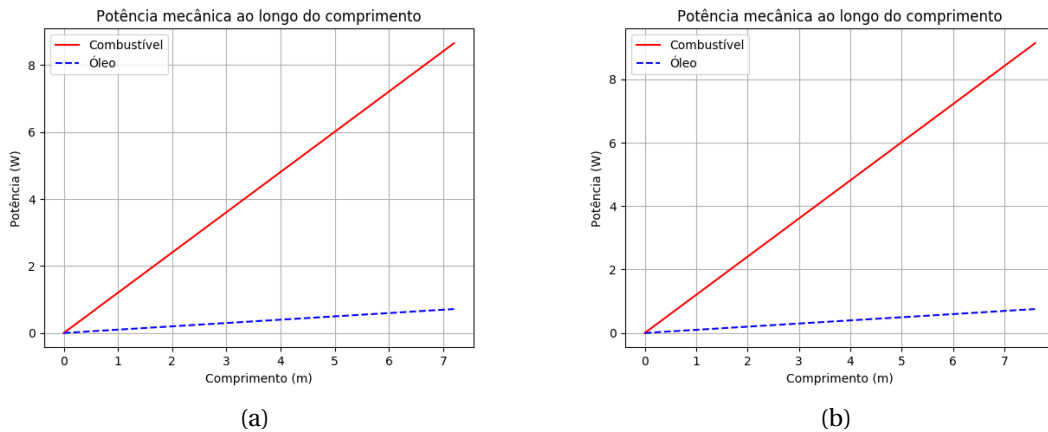


Figura 23: Simulação. Trocador casco e tubos com passe único. Potência mecânica necessária: (a) Potência mecânica para o trocador em escoamento contracorrente; (b) Potência mecânica para o trocador em escoamento paralelo.

#### 4.2.2 Um passe no casco e múltiplos passes nos tubos

O próximo teste será feito com trocadores casco e tubos de múltiplos passes. Um trocador formado por um casco de 60 mm dentro do qual estão 10 tubos cujos diâmetro interno e externo valem 9,5 mm e 11 mm, respectivamente, cada tubo executando 2 passagens no casco. Um trocador desse tipo é representado esquematicamente na Figura 3.a e discretizado na Figura 13.a Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 14.

Tabela 14: Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos

Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.435	0.277
coeficiente convectivo ( $W/K m^2$ )	301.59	238.30
coeficiente global de troca de calor ( $W/K m^2$ )	133.12	133.12
comprimento do tubos/casco (m)	4.38	2.19
área de troca de calor ( $m^2$ )	1.31	1.51
temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	10.0	90.0
temperatura de saída ( $^{\circ}C$ )	30.1	68.1
potência mecânica necessária (W)	5.32	0.87
perda de carga (J/kg)	21.07	3.48

Os mesmos tubos são utilizados em um arranjo quatro passes, para isso, é necessário aumentar o diâmetro interno do casco para 80 mm, todos os outros valores da simulação anterior são mantidos. Esse tipo de trocador é mostrado esquematicamente na Figura 3.b e discretizado na Figura 13.b. Os resultados são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15: Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 4 passes nos tubos

Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.435	0.210
coeficiente convectivo ( $W/K m^2$ )	301.59	381.18
coeficiente global de troca de calor ( $W/K m^2$ )	168.38	168.38
comprimento do tubos/casco (m)	3.46	0.87
área de troca de calor ( $m^2$ )	1.03	1.20
temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	10.0	90.0
temperatura de saída ( $^{\circ}C$ )	30.1	68.1
potência mecânica necessária (W)	4.34	0.51
perda de carga (J/kg)	16.66	2.05

Tabela 16: Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 1 passe no casco e 8 passes nos tubos

Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.435	0.135
coeficiente convectivo ( $W/K m^2$ )	301.59	514.43
coeficiente global de troca de calor ( $W/K m^2$ )	190.13	190.13
comprimento do tubos/casco (m)	3.07	0.38
área de troca de calor ( $m^2$ )	0.92	1.06
temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	10.0	90.0
temperatura de saída ( $^{\circ}C$ )	30.1	68.1
potência mecânica necessária (W)	4.09	0.22
perda de carga (J/kg)	14.75	0.88

A Tabela 16 mostra os resultados obtidos para um trocador com oito passes nos tubos. Esse trocador é formado pelos mesmos 10 tubos dos testes anteriores, dessa vez, o casco

possui 110 mm de diâmetro. Um trocador desse tipo é mostrado esquematicamente na Figura 3.c e discretizado na Figura 13.c. Os resultados são apresentados na Tabela 16.

A Figura 24 mostra a distribuição de temperaturas, em função do comprimento dos tubos, para os trocadores com 2, 4 e 8 passes nos tubos já citados. O comprimento total do trocador é dado pelo comprimento dos tubos dividido pelo número de passes.

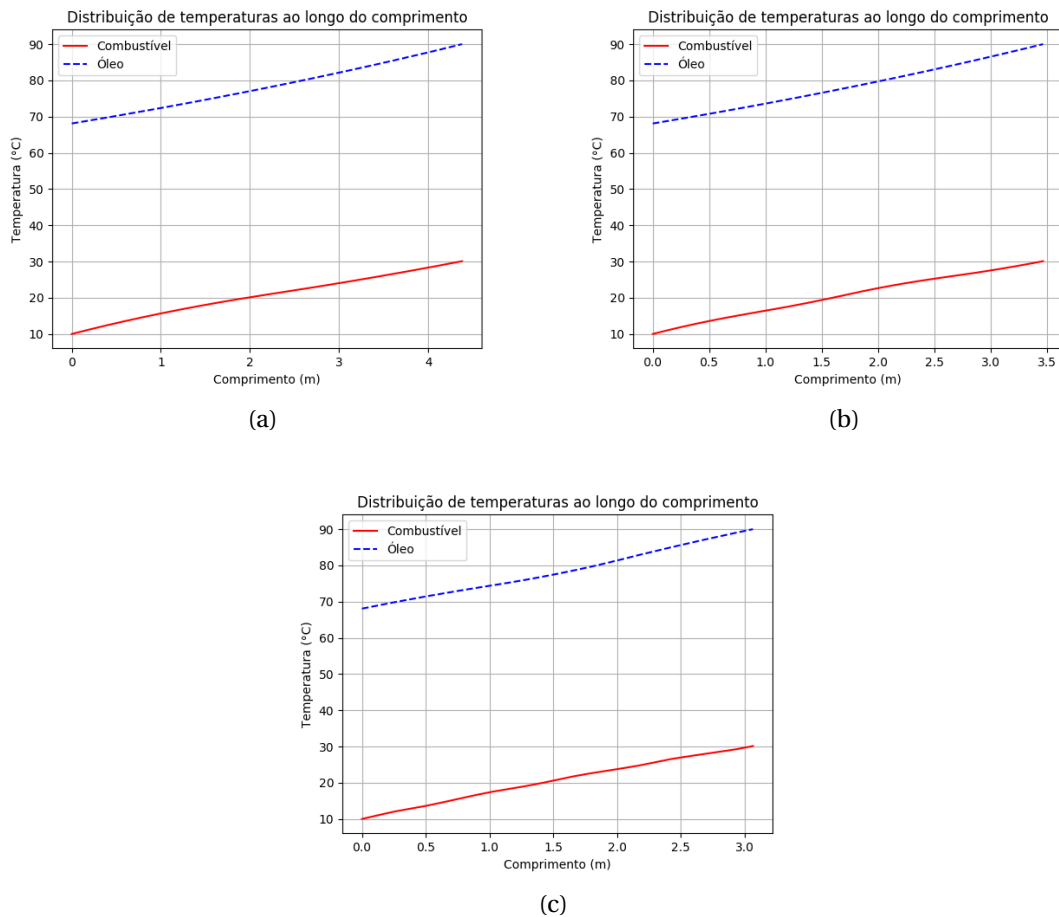
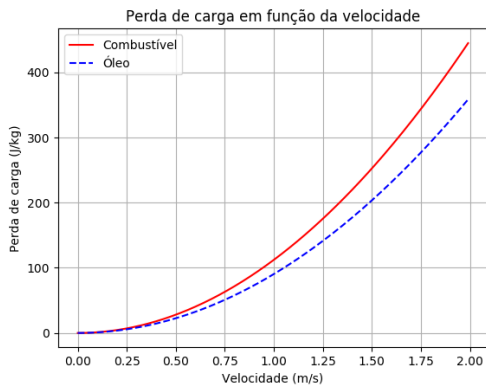
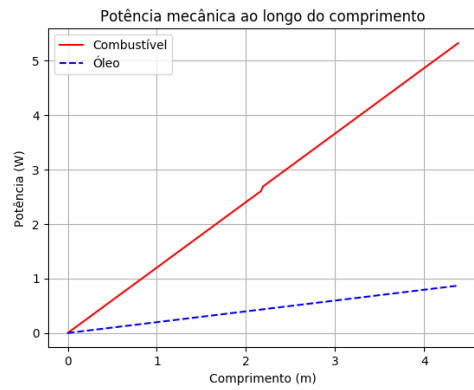


Figura 24: Simulação. Distribuição de temperaturas. Trocador casco e tubos com 1 passe no casco e múltiplos passes nos tubos: (a) Distribuição de temperaturas para o trocador com um passe no casco e dois passes nos tubos; (b) Distribuição de temperaturas para o trocador com um passe no casco e quatro passes nos tubos; (c) Distribuição de temperaturas para o trocador com um passe no casco e oito passes nos tubos.

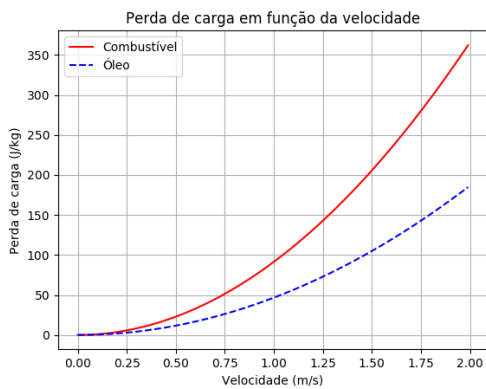
A Figura 25 mostra os gráficos de perda de carga em função da velocidade e potência mecânica necessária por unidade de comprimento para os trocadores com 2, 4 e 8 passes nos tubos. Quanto maior o número de passes no trocador, menor o comprimento necessário para uma dada transferência de calor e conseqüentemente, menor a perda de carga no trocador e menor a potência necessária para promover o escoamento.



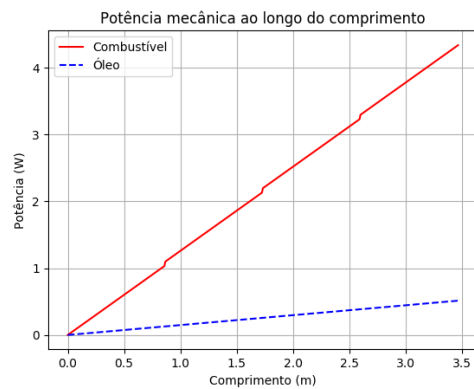
(a)



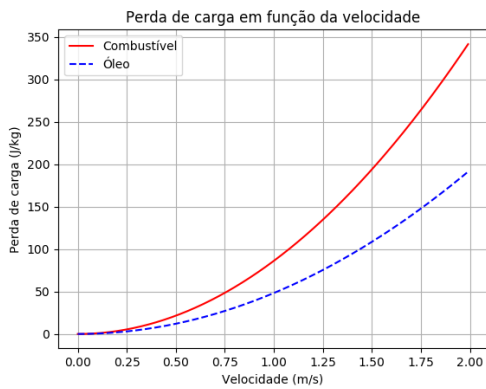
(b)



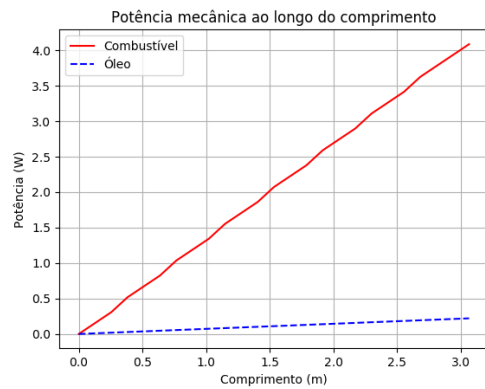
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 25: Simulação. Trocador casco e tubos com 1 passe no casco e múltiplos passes nos tubos. Perdas de carga e potência mecânica: (a) Perdas de carga em função da velocidade para o trocador com 2 passes nos tubos; (b) Potência mecânica necessária para manter o escoamento no trocador com 2 passes nos tubos; (c) Perdas de carga em função da velocidade para o trocador com 4 passes nos tubos; (d) Potência mecânica necessária para manter o escoamento no trocador com 4 passes nos tubos; (e) Perdas de carga em função da velocidade para o trocador com 8 passes nos tubos; (f) Potência mecânica necessária para manter o escoamento no trocador com 8 passes nos tubos.

#### 4.2.3 Dois passes no casco e múltiplos passes nos tubos

Este teste será executado com um trocador de dois passes no casco e quatro passes nos tubos. Esse trocador é formado por 10 tubos de diâmetros interno e externo iguais a 9,5 mm e 11 mm respectivamente e, 2 casco cujos diâmetros internos valem 60 mm. Cada um dos 10 tubos executa duas passagens em cada casco, totalizando 4 passes. A Tabela 17 mostra os resultados obtidos para essa configuração. Um trocador desse tipo foi mostrado esquematicamente na Figura 3.d e discretizado na Figura 13.d.

Tabela 17: Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 2 passes no casco e 4 passes nos tubos

Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.435	0.277
coeficiente convectivo ( $W/K m^2$ )	301.59	238.30
coeficiente global de troca de calor ( $W/K m^2$ )	133.12	133.12
comprimento dos tubos/casco (m)	4.38	1.10
área de troca de calor ( $m^2$ )	1.31	1.51
temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	10.0	90.0
temperatura de saída ( $^{\circ}C$ )	30.3	67.8
potência mecânica necessária (W)	5.44	0.87
perda de carga (J/kg)	21.07	3.48

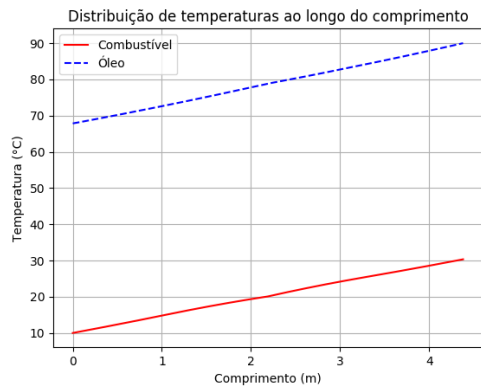
A Tabela 18 mostra os resultados para um trocador de 2 passes no casco e 8 passes nos tubos. Este teste é similar ao anterior, entretando, é necessário aumentar o diâmetro dos casco para 80 mm e dessa vez, os tubos executam quatro passagens em cada casco, totalizando 8 passes. Este trocador foi mostrado esquematicamente na Figura 3.e e discretizado na Figura 13.e.

Tabela 18: Resultados da simulação de um trocador casco e tubos com 2 passes no casco e 8 passes nos tubos

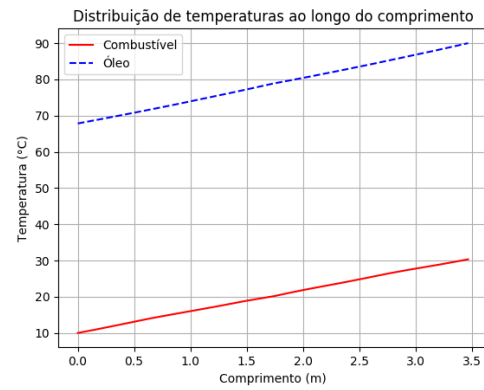
Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.435	0.210
coeficiente convectivo ( $W/K m^2$ )	301.59	381.18
coeficiente global de troca de calor ( $W/K m^2$ )	168.38	168.38
comprimento dos tubo/casco (m)	3.46	0.43
área de troca de calor ( $m^2$ )	1.03	1.20
temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	10.0	90.0
temperatura de saída ( $^{\circ}C$ )	30.3	67.8
potência mecânica necessária (W)	4.56	0.51
perda de carga (J/kg)	16.66	2.05

A Figura 26 compara os resultados obtidos para os trocadores com 2 passes no casco e 4 ou 8 passes nos tubos, mostrando distribuição de temperaturas, perdas de carga em função da velocidade e potência mecânica necessária para manter o escoamento.

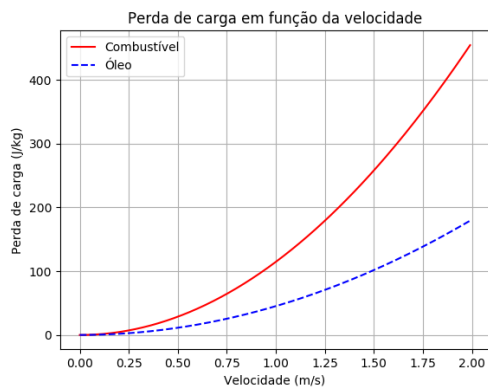
Esses resultados demonstram que a grande diferença entre os trocador com um ou dois passes no casco está no arranjo dos tubos. Um trocador com 2 passes nos casco e 4 passes nos tubos apresenta os mesmos resultados do trocador com 1 passe no casco e 2 passes nos tubos, assim como o trocador com 2 passes no casco e 8 passes nos tubos apresenta os mesmos resultados do trocador com 1 passe no casco e 4 passes nos tubos.



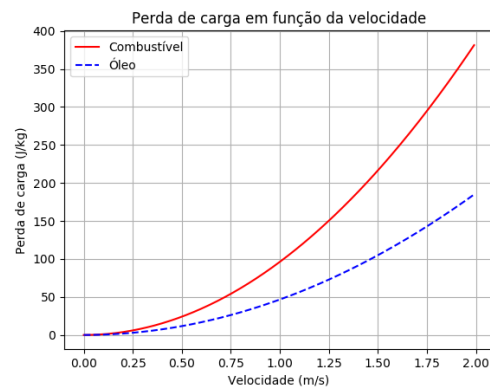
(a)



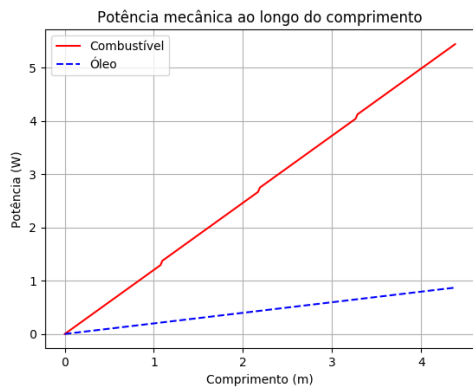
(b)



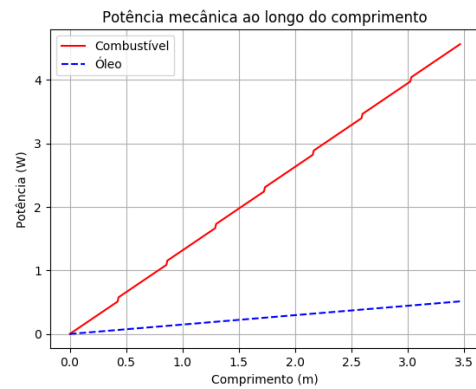
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 26: Simulação. Trocadores casco e tubos com 2 passes no casco: (a) Distribuição de temperaturas para o trocador com 2 passes no casco e 4 passes nos tubos; (b) Distribuição de temperaturas para o trocador com 2 passes no casco e 8 passes nos tubos; (c) Perdas de carga em função da velocidade para o trocador com 2 passes no casco e 4 passes nos tubos; (d) Perdas de carga em função da velocidade para o trocador com 2 passes no casco e 8 passes nos tubos; (e) Potência mecânica para o trocador com 2 passes no casco e 4 passes nos tubos; (f) Potência mecânica para o trocador com 2 passes no casco e 8 passes nos tubos.

### 4.3 Trocadores compactos

Os trocadores de calor testados não são adequados a esse tipo de aplicação proposta, devido ao tamanho e conseqüentemente o peso do equipamento. Bejan [12], recomenda o uso de trocadores de calor compactos para esse tipo de situação. Os trocadores de tubos concêntricos e casco tubos foram estudados nas seções 4.2 e 4.1 apenas com o objetivo de mostrar o código em funcionamento. Outro motivo para utilizar um trocador de pequenas dimensões é o fato que, de acordo com o FAA [20] esse trocador tem funcionamento intermitente, sendo acionado apenas quando é necessário aumentar a temperatura do combustível.

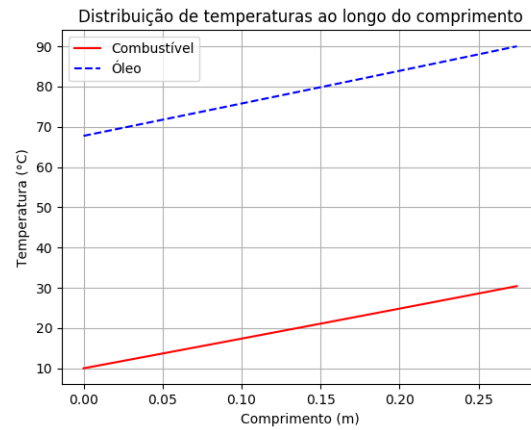
#### 4.3.1 Trocador de placas

A Tabela 19 mostra os resultados obtidos para um trocador de placas com 25 cm de altura e largura, com uma razão entre área de troca de calor por unidade de volume igual a  $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$  formado por 51 placas cuja espessura é de 1 mm.

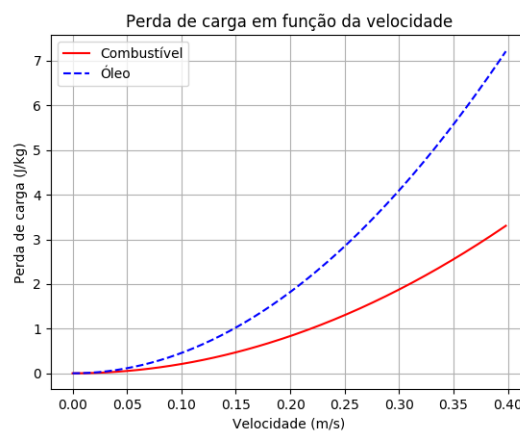
Tabela 19: Resultados da simulação de um trocador de placas

Parâmetro	combustível	óleo
velocidade (m/s)	0.012	0.010
coeficiente convectivo ( $\text{W/K m}^2$ )	104.69	94.90
coeficiente global de troca de calor ( $\text{W/K m}^2$ )	49.78	49.78
comprimento do trocador (m)	0.27	0.27
área de troca de calor ( $\text{m}^2$ )	3.50	3.50
temperatura de entrada ( $^{\circ}\text{C}$ )	10.0	90.0
temperatura de saída ( $^{\circ}\text{C}$ )	30.4	67.8
potência mecânica necessária (W)	0.021	0.032
perda de carga (mJ/kg)	3.21	4.86

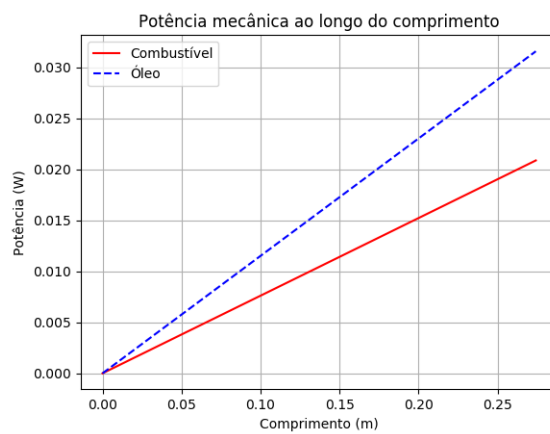
A Figura 27 mostra a distribuição de temperaturas ao longo do trocador, as perdas de carga em função da velocidade e a potência mecânica necessária para cada comprimento do trocador. De acordo com Gut [15], o uso de gaxetas limita a utilização desse tipo de trocador à temperaturas e pressões inferiores a  $250^{\circ}\text{C}$  e 25 bar, respectivamente.



(a)



(b)



(c)

Figura 27: Simulação. Trocador de placas: (a) Distribuição de temperaturas; (b) Perdas de carga no casco e no tubo em função da velocidade; (c) Potência mínima no casco e no tubo, para o combustível (vermelho) e para o óleo (em azul).

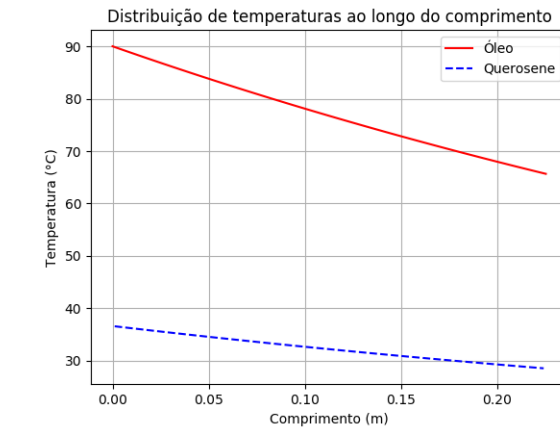
#### 4.3.2 Trocador de tubos em escoamento cruzado

A Tabela 20 mostra os resultados obtidos para um trocador compacto de tubos aletados em escoamento cruzado. O trocador tem uma área frontal igual a  $0,15 \text{ m}^2$  e tubos com diâmetro interno e externo iguais a 9,5 mm e 11,0 mm, respectivamente e tem uma taxa de área de troca de calor por volume do trocador igual a  $450 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ . A razão entre a área livre para escoamento e a área frontal do trocador é igual a 0,605 e, a razão entre a área das aletas e a área total de troca de calor é igual a 0,850.

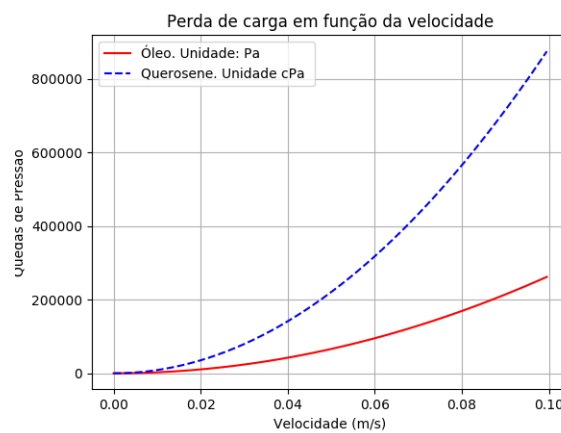
Tabela 20: Resultados da simulação de um trocador de tubos em escoamento cruzado

Parâmetro	óleo	combustível
velocidade (mm/s)	5.82	
velocidade mássica ( $\text{kg}/\text{sm}^2$ )		2.75
coeficiente convectivo ( $\text{W}/\text{K m}^2$ )	49.92	133.77
coeficiente global de troca de calor ( $\text{W}/\text{K m}^2$ )	47.62	6.17
comprimento do trocador (m)	0.23	0.23
área de troca de calor ( $\text{m}^2$ )	4.19	32.36
temperatura de entrada ( $^{\circ}\text{C}$ )	90.0	10.0
temperatura de saída ( $^{\circ}\text{C}$ )	65.7	32.3
potência mecânica necessária (mW)	230.04	3.16
perda de carga (J/kg)	896.58	10.229

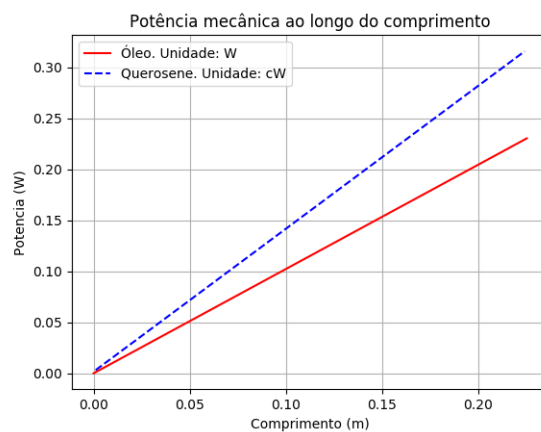
A Figura 28 mostra os gráficos para distribuição de temperaturas, perda de carga em função da velocidade e potência mecânica exigida para manter o trocador em funcionamento. Na Figura 28.a a curva azul representa as temperaturas de saída do querosene. Para facilitar a comparação entre os dois fluidos, a escala foi alterada na Figura 28.b e na Figura 28.c. Na Figura 28.b, os valores de perda de carga para o querosene (em azul) foram multiplicados por 100 e na Figura 28.c os valores de potência mecânica para o querosene também devem ser multiplicados por 100.



(a)



(b)



(c)

Figura 28: Simulação. Tubos em escoamento cruzado: (a) Distribuição de temperaturas; (b) Perdas de carga no casco e no tubo em função da velocidade; (c) Potência mecânica mínima necessária no casco e no tubo, para o querosene (vermelho) e para o óleo (em azul).

Os trocadores estudados nessa seção apresentam baixa perda de carga, causada pelo pequeno tamanho do trocador e pela baixa velocidade do escoamento dos fluidos. Essa é mais uma das vantagens do uso de trocadores compactos, economia de energia. Uma vantagem da utilização utilização de trocadores de tubos aletados é a facilidade de instalar um conjunto de tubos aletados dentro do tanque de combustível e fazer o óleo circular por dentro dos tubos transferindo calor para o combustível, no qual os tubos estão imersos.

## CONCLUSÃO

A linguagem de programação Python se mostrou uma ferramenta eficiente para computação científica devido à sua simplicidade, que permite aproveitar melhor o tempo estudando a física do problema sem se preocupar com estruturas de programação complicadas.

O método de análise discreta para trocadores de calor é melhor aplicado em condições nas quais conhecemos as temperaturas de entrada, fluxos de massa, coeficiente global de transferência de calor e área de troca de calor e, desejamos conhecer o comportamento no interior do trocador. Em uma análise local de cada elemento, em um trocador com uma malha muito fina, o erro causado pela aproximação é muito pequeno e devem ser somados os erros de cada elemento.

Em uma situação de projeto, na qual as temperaturas desejadas eram conhecidas e, desejava-se definir o tamanho do trocador e simular o comportamento térmico dos fluidos ao longo do equipamento, foi vantajoso dimensionar o trocador analiticamente pela equação 2.11a, utilizando a média logarítmica de diferença de temperaturas e, depois proceder com o método numérico dividindo o equipamento em um número grande de elementos. Esse procedimento pulverizou os erros associados à discretização e, dessa forma, foi possível conseguir resultados próximos da exatidão.

O código desenvolvido simula um trocador de calor a partir de parâmetros como: temperaturas de entrada e saída dos fluidos, fluxos de massa e propriedades dos fluidos como calor específico, condutividade térmica, densidade, etc. Após estabelecidos esses parâmetros e iniciada a simulação, o código trabalha sem a necessidade de intervenções e oferece gráficos como os da Figura 10 e informações como as organizadas na Tabela 2. Esse código pode ser usado futuramente como base para desenvolvimento de um software para projeto de trocadores de calor.

No caso dos trocadores de tubos concêntricos os resultados analítico e numérico convergem, o mesmo pode ser dito dos trocadores de placas.

Para os trocadores casco e tubos e os trocadores de tubos em escoamento cruzado, a não aplicação de um fator de correção para a média de temperaturas na equação 2.12 resultou em um erro no dimensionamento dos tubos do trocador pela equação 2.11a, e como esse fator é sempre menor que 1 os tubos são sempre menores que o necessário, por esse motivo, as temperaturas dos fluidos se aproximam mas não atingem as temperaturas de saída

definidas no programa. Esse fator de correção deve ser obtido analiticamente de um gráfico e para obter o resultado desejado sem utilizá-lo, basta errar propositalmente a temperatura final desejada para um dos fluidos de modo que o erro da média compense a falta do fator de correção.

No caso dos trocadores de tubos em escoamento cruzado, além dessa situação, as estimativas do coeficiente convectivo e do fator de atrito no lado externo dos tubos também são imprecisas devido à dificuldade de utilizar os modelos matemáticos disponíveis em uma análise computacional. Ambos as grandezas são superestimados na solução numérica. Observando as equações 2.9a e 2.9b, vemos que devido à razão entre as áreas, o coeficiente convectivo do lado externo dos tubos tem pouca influência no valor do coeficiente global de transferência de calor do lado interno, que foi a grandeza usada na equação 2.11a para fazer o dimensionamento. O fator de atrito mais alto demanda uma potência maior para o funcionamento do sistema de bombeamento. Uma sugestão para trabalhos futuros é uma análise da convecção na superfície de trocadores de calor compactos e a busca por modelos matemáticos para transferência de calor e perda de carga que possam ser facilmente implementados em análise computacional

Outras sugestões para trabalhos futuros são: adicionar o cálculo da troca de calor dos fluidos dentro do trocador com o meio externo e, a simulação numérica de aletas e sua influência em processos de troca de calor.

## APÊNDICE A - Código em Python para trocadores de tubos concêntricos e trocadores casco e tubos

```

import numpy as np
import scipy.linalg as sp
import matplotlib.pyplot as plt

Tpi = 10 #temperatura de entrada do fluido de processo [ C ]
Tpo = 30 #temperatura de saida do fluido de processo [ C ]
dmp = 0.25 #vazao do fluido de processo [Kg/s]
cpp = 2000 #calor especifico do fluido de processo [J/(Kg*K)]
kp = 0.120 #condutividade termica do fluido de processo [W/(K*(m**2))]
rop = 810 #densidade do fluido de processo [kg/(m**3)]
Mip = 1417.5*(10**-6) #viscosidade do fluido de processo [N*s/(m**2)]
Dit = 0.0095 #diametro interno do tubo [m]
et = 0 #rugosidade superficial do tubo

Tsi = 90 #temperatura de entrada do fluido de servi o [ C ]
Tso = 65 #temperatura de saida do fluido de servi o [ C ]
dms = -0.25 #vazao do fluido servico [Kg/s]
cps = 1835.4 #calor especifico do fluido de servi o [J/(Kg*K)]
ks = 0.10878 #condutividade termica do fluido de servico [W/(K*(m**2))]
ros = 973 #densidade do fluido de servico [kg/(m**3)]
Mis = 3094.14*(10**-6) #viscosidade do fluido de servico [N*s/(m**2)]
Det = 0.011 #diametro externo do tubo [m]
Ds = 0.08 #diametro interno do casco [m]
es = 0 #rugosidade superficial do casco

g = 9.81 #gravidade [m/(s**2)]

N = 10 #numero de tubos
C = 100 #numero de chicanas
PC = 2 #passes no casco (1 ou 2)
PT = 8 #passes nos tubos (1, 2, 4 ou 8)

if PC==1 and PT==1:
    E = C+1 #E:elementos discretos
elif PC==1 and PT==2:
    E = (C+1)*2

```

```

elif PC==1 and PT==4:
    E = (C+1)*4
elif PC==1 and PT==8:
    E = (C+1)*8
elif PC==2 and PT==4:
    E = (C+2)*2
elif PC==2 and PT==8:
    E = (C+2)*4
nodes = 2*(E+1) #nodes:nos

x = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
mat = np.zeros([E, 4], dtype = 'int')
Q = np.zeros(nodes, dtype = 'float')
Tp = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Ts = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Sm = np.zeros([4,4], dtype = 'float')
G = np.zeros([nodes, nodes], dtype = 'float')
de = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Potht = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Poths = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
v = np.zeros(200, dtype = 'float')
hlt = np.zeros(200, dtype = 'float')
hls = np.zeros(200, dtype = 'float')
loc = np.zeros(200, dtype = 'float')

print( 'ESCOAMENTO_NO(S)_TUBO(S) ')
vp = (abs(dmp)) / (rop*(N*np.pi*(Dit**2)/4))
print( 'velocidade:', vp, 'm/s')
Re = rop*vp*Dit/Mip
print( 'numero_de_Reynolds:', Re)
Pr = cpp*Mip/kp
print( 'numero_de_Prandtl:', Pr)
if Re<=2300:
    f = 64/Re
    Nu = 4.36
else:
    f = 0.25*((np.log10((et/(3.7*Dit))+5.74/(Re**(0.9)))))**(-2))
    Nu = ((f/8)*(Re-1000)*Pr)/(1+(12.7*((f/8)**0.5)*((Pr**(2/3))-1)))
print( 'fator_de_atrito:', f)

```

```

print ('numero_de_Nusselt: ', Nu)

print ()
print ('ESCOAMENTO_NO_CASCO')
vs = abs(dms) / (ros*(np.pi/4)*((Ds**2)-((PT/PC)*N*(Det**2))))
print ('velocidade: ', vs, 'm/s')
Dh = ((Ds**2)-(N*PT*(Det**2)/PC)) / (Ds+(N*PT*Det/PC))
print ('diametro_hidraulico: ', Dh, 'm')
Res = ros*vs*Dh/Mis
print ('numero_de_Reynolds: ', Res)
Prs = cps*Mis/ks
print ('numero_de_Prandtl: ', Prs)
if Res <= 2300:
    fs = 64/Res
    r = Det/Ds
    if r>=0.05 and r<=0.10:
        Nus = -(((0.1-r)*(11.56-17.46)/(0.1-0.05))-11.56)
    elif r>0.10 and r<=0.25:
        Nus = -(((0.25-r)*(7.37-11.56)/(0.25-0.1))-7.37)
    elif r>0.25 and r<=0.5:
        Nus = -(((0.5-r)*(5.74-7.37)/(0.5-0.25))-5.74)
    elif r>0.5 and r<=1:
        Nus = -(((1-r)*(4.86-5.74)/(1-0.5))-4.86)
else:
    fs = 0.25*((np.log10((es/(3.7*Dh))+5.74/(Res**(0.9))))*(-2))
    Nus = ((fs/8)*(Res-1000)*Prs) / (1+(12.7*((fs/8)**0.5)*((Prs**(2/3))-1)))
print ('fator_de_atrito: ', fs)
print ('numero_de_Nusselt: ', Nus)

print ()
print ('PARAMETROS_DE_TRANSFERENCIA_DE_CALOR')
hi = Nu*kp/Dit
print ('coeficiente_convectivo_no_lado_dos_tubos', hi, 'W/K(m^2)')
he = Nus*ks/Dh
print ('coeficiente_convectivo_no_lado_do_casco', he, 'W/K(m^2)')
U = 1/((1/hi)+(1/he))
print ('coeficiente_global_de_transferencia_de_calor: ', U, 'W/K(m^2)')
if dms<0 or dmp<0:
    dTl = (Tpi-Tso)

```

```

    dT2 = (Tpo-Tsi)
else:
    dT1 = (Tpi-Tsi)
    dT2 = (Tpo-Tso)
dT = (dT1-dT2)/(np.log(dT1/dT2))
L = abs((dmp*cpp*(Tpo-Tpi))/(U*N*np.pi*Dit*dT))
deltaL = L/E
Ai = N*np.pi*Dit*L
Ae = N*np.pi*Det*L
dA = Ai/E
dAe = Ae/E
print('area_de_troca_de_calor_interna', Ai, 'm^2')
print('area_de_troca_de_calor_externa', Ae, 'm^2')
print('comprimento_do(s)_tubo(s)', L, 'm')

print()
print('SOLUCAO_NUMERICA')
for w in range(0,E+1):
    x[w] = w*deltaL
if PC==1 and PT==1 and (dms<0 or dmp<0):
    for i in range(0,E):
        for j in range(0,4):
            if j<=1:
                mat[i][j] = i+j+1
            else:
                mat[i][j] = 2*(E+1)-i-3+j
if PC==1 and PT==1 and dms>0 and dmp>0:
    for i in range(0,E):
        for j in range(0,4):
            if j<=1:
                mat[i][j] = i+j+1
            else:
                mat[i][j] = i+j+E
elif PC==1 and PT==2:
    for i in range(0,E):
        rest = np.reminder(i, 2)
        for j in range(0,4):
            if j<=1:
                mat[i][j] = i+j+1

```

```

elif j==2 and i<E/2 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+2+(2*i)
elif j==3 and i<E/2 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+3+(2*i)
elif j==2 and i<E/2 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+1+(2*i)
elif j==3 and i<E/2 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+2+(2*i)
elif j==2 and i>=E/2 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+2+(2*C)-(2*(i-C-1))
elif j==3 and i>=E/2 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+3+(2*C)-(2*(i-C-1))
elif j==2 and i>=E/2 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+1+(2*C)-(2*(i-C-1))
elif j==3 and i>=E/2 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+2+(2*C)-(2*(i-C-1))
elif PC==1 and PT==4:
    for i in range (0,E):
        rest = np.reminder(i, 2)
        for j in range (0,4):
            if j<=1:
                mat[i][j] = i+j+1
            elif j==2 and i<E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes/2)+4+(4*i)
            elif j==3 and i<E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes/2)+5+(4*i)
            elif j==2 and i<E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes/2)+1+(4*i)
            elif j==3 and i<E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes/2)+2+(4*i)
            elif j==2 and i>=E/4 and i<E/2 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes-3)-(4*(i-C-1))
            elif j==3 and i>=E/4 and i<E/2 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes-2)-(4*(i-C-1))
            elif j==2 and i>=E/4 and i<E/2 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes-2)-(4*(i-C-1))
            elif j==3 and i>=E/4 and i<E/2 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes-1)-(4*(i-C-1))
            elif j==2 and i>=E/2 and i<3*E/4 and rest==0:

```

```

    mat[i][j] = (nodes/2)+2+(4*(i-(E/2)))
elif j==3 and i>=E/2 and i<3*E/4 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+3+(4*(i-(E/2)))
elif j==2 and i>=E/2 and i<3*E/4 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+3+(4*(i-(E/2)))
elif j==3 and i>=E/2 and i<3*E/4 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+4+(4*(i-(E/2)))
elif j==2 and i>=3*E/4 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes-1)-(4*(i-(3*E/4)))
elif j==3 and i>=3*E/4 and rest==0:
    mat[i][j] = nodes-(4*(i-(3*E/4)))
elif j==2 and i>=3*E/4 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes-8)-(4*(i-(1+(3*E)/4)))
elif j==3 and i>=3*E/4 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes-7)-(4*(i-(1+(3*E)/4)))
elif PC==1 and PT==8:
    for i in range (0,E):
        rest = np.remainder(i, 2)
        for j in range (0,4):
            if j<=1:
                mat[i][j] = i+j+1
            elif j==2 and i<E/8 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes/2)+8+(8*i)
            elif j==3 and i<E/8 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes/2)+9+(8*i)
            elif j==2 and i<E/8 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes/2)+9+(8*(i-1))
            elif j==3 and i<E/8 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes/2)+10+(8*(i-1))
            elif j==2 and i>=E/8 and i<E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes-7)-((i-(E/8))*8)
            elif j==3 and i>=E/8 and i<E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes-6)-((i-(E/8))*8)
            elif j==2 and i>=E/8 and i<E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes-10)-((i-1-(E/8))*8)
            elif j==3 and i>=E/8 and i<E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes-9)-((i-1-(E/8))*8)
            elif j==2 and i>=E/4 and i<3*E/8 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes/2)+6+((i-(E/4))*8)

```

```

elif j==3 and i>=E/4 and i<3*E/8 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+7+((i-(E/4))*8)
elif j==2 and i>=E/4 and i<3*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+11+((i-1-(E/4))*8)
elif j==3 and i>=E/4 and i<3*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+12+((i-1-(E/4))*8)
elif j==2 and i>=3*E/8 and i<E/2 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes-5)-((i-(3*E/8))*8)
elif j==3 and i>=3*E/8 and i<E/2 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes-4)-((i-(3*E/8))*8)
elif j==2 and i>=3*E/8 and i<E/2 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes-12)-((i-1-(3*E/8))*8)
elif j==3 and i>=3*E/8 and i<E/2 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes-11)-((i-1-(3*E/8))*8)
elif j==2 and i>=E/2 and i<5*E/8 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+4+((i-(E/2))*8)
elif j==3 and i>=E/2 and i<5*E/8 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+5+((i-(E/2))*8)
elif j==2 and i>=E/2 and i<5*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+13+((i-1-(E/2))*8)
elif j==3 and i>=E/2 and i<5*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+14+((i-1-(E/2))*8)
elif j==2 and i>=5*E/8 and i<3*E/4 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes-3)-((i-(5*E/8))*8)
elif j==3 and i>=5*E/8 and i<3*E/4 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes-2)-((i-(5*E/8))*8)
elif j==2 and i>=5*E/8 and i<3*E/4 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes-14)-((i-1-(5*E/8))*8)
elif j==3 and i>=5*E/8 and i<3*E/4 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes-13)-((i-1-(5*E/8))*8)
elif j==2 and i>=3*E/4 and i<7*E/8 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+2+((i-(3*E/4))*8)
elif j==3 and i>=3*E/4 and i<7*E/8 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+3+((i-(3*E/4))*8)
elif j==2 and i>=3*E/4 and i<7*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+15+((i-1-(3*E/4))*8)
elif j==3 and i>=3*E/4 and i<7*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+16+((i-1-(3*E/4))*8)
elif j==2 and i>=7*E/8 and i<E and rest==0:

```

```

        mat[i][j] = (nodes-1)-((i-(7*E/8))*8)
    elif j==3 and i>=7*E/8 and i<E and rest==0:
        mat[i][j] = nodes-((i-(7*E/8))*8)
    elif j==2 and i>=7*E/8 and i<E and rest==1:
        mat[i][j] = (nodes-16)-((i-1-(7*E/8))*8)
    elif j==3 and i>=7*E/8 and i<E and rest==1:
        mat[i][j] = (nodes-15)-((i-1-(7*E/8))*8)
elif PC==2 and PT==4:
    for i in range (0,E):
        rest = np.reminder(i, 2)
        for j in range (0,4):
            if j<=1:
                mat[i][j] = i+j+1
            elif j==2 and i<E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = nodes-1-(2*i)
            elif j==3 and i<E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = nodes-(2*i)
            elif j==2 and i<E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = nodes-4-(2*(i-1))
            elif j==3 and i<E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = nodes-3-(2*(i-1))
            elif j==2 and i>=E/4 and i<E/2 and rest==1:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+(2*(i-(E/4)))
            elif j==3 and i>=E/4 and i<E/2 and rest==1:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+1+(2*(i-(E/4)))
            elif j==2 and i>=E/4 and i<E/2 and rest==0:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+3+(2*(i-1-(E/4)))
            elif j==3 and i>=E/4 and i<E/2 and rest==0:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+4+(2*(i-1-(E/4)))
            elif j==2 and i>=E/2 and i<3*E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes/2)+2+(2*(i-(E/2)))
            elif j==3 and i>=E/2 and i<3*E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = (nodes/2)+3+(2*(i-(E/2)))
            elif j==2 and i>=E/2 and i<3*E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes/2)+3+(2*(i-1-(E/2)))
            elif j==3 and i>=E/2 and i<3*E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = (nodes/2)+4+(2*(i-1-(E/2)))
            elif j==2 and i>=3*E/4 and i<E and rest==1:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-2-(2*(i-(3*E/4)))

```

```

elif j==3 and i>=3*E/4 and i<E and rest==1:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-1-(2*(i-(3*E/4)))
elif j==2 and i>=3*E/4 and i<E and rest==0:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-3-(2*(i-1-(3*E/4)))
elif j==3 and i>=3*E/4 and i<E and rest==0:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-2-(2*(i-1-(3*E/4)))
elif PC==2 and PT==8:
    for i in range (0,E):
        rest = np.reminder(i, 2)
        for j in range (0,4):
            if j<=1:
                mat[i][j] = i+j+1
            elif j==2 and i<E/8 and rest==0:
                mat[i][j] = nodes-1-(4*i)
            elif j==3 and i<E/8 and rest==0:
                mat[i][j] = nodes-(4*i)
            elif j==2 and i<E/8 and rest==1:
                mat[i][j] = nodes-8-(4*(i-1))
            elif j==3 and i<E/8 and rest==1:
                mat[i][j] = nodes-7-(4*(i-1))
            elif j==2 and i>=E/8 and i<E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+2+((i-(E/8))*4)
            elif j==3 and i>=E/8 and i<E/4 and rest==1:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+3+((i-(E/8))*4)
            elif j==2 and i>=E/8 and i<E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+5+((i-1-(E/8))*4)
            elif j==3 and i>=E/8 and i<E/4 and rest==0:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+6+((i-1-(E/8))*4)
            elif j==2 and i>=E/4 and i<3*E/8 and rest==0:
                mat[i][j] = nodes-3-((i-(E/4))*4)
            elif j==3 and i>=E/4 and i<3*E/8 and rest==0:
                mat[i][j] = nodes-2-((i-(E/4))*4)
            elif j==2 and i>=E/4 and i<3*E/8 and rest==1:
                mat[i][j] = nodes-6-((i-1-(E/4))*4)
            elif j==3 and i>=E/4 and i<3*E/8 and rest==1:
                mat[i][j] = nodes-5-((i-1-(E/4))*4)
            elif j==2 and i>=3*E/8 and i<E/2 and rest==1:
                mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+((i-(3*E/8))*4)
            elif j==3 and i>=3*E/8 and i<E/2 and rest==1:

```

```

    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+1+((i-(3*E/8))*4)
elif j==2 and i>=3*E/8 and i<E/2 and rest==0:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+7+((i-1-(3*E/8))*4)
elif j==3 and i>=3*E/8 and i<E/2 and rest==0:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)+8+((i-1-(3*E/8))*4)
elif j==2 and i>=E/2 and i<5*E/8 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+4+((i-(E/2))*4)
elif j==3 and i>=E/2 and i<5*E/8 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+5+((i-(E/2))*4)
elif j==2 and i>=E/2 and i<5*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+5+((i-1-(E/2))*4)
elif j==3 and i>=E/2 and i<5*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+6+((i-1-(E/2))*4)
elif j==2 and i>=5*E/8 and i<3*E/4 and rest==1:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-2-((i-(5*E/8))*4)
elif j==3 and i>=5*E/8 and i<3*E/4 and rest==1:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-1-((i-(5*E/8))*4)
elif j==2 and i>=5*E/8 and i<3*E/4 and rest==0:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-7-((i-1-(5*E/8))*4)
elif j==3 and i>=5*E/8 and i<3*E/4 and rest==0:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-6-((i-1-(5*E/8))*4)
elif j==2 and i>=3*E/4 and i<7*E/8 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+2+((i-(3*E/4))*4)
elif j==3 and i>=3*E/4 and i<7*E/8 and rest==0:
    mat[i][j] = (nodes/2)+3+((i-(3*E/4))*4)
elif j==2 and i>=3*E/4 and i<7*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+7+((i-1-(3*E/4))*4)
elif j==3 and i>=3*E/4 and i<7*E/8 and rest==1:
    mat[i][j] = (nodes/2)+8+((i-1-(3*E/4))*4)
elif j==2 and i>=7*E/8 and i<E and rest==1:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-4-((i-(7*E/8))*4)
elif j==3 and i>=7*E/8 and i<E and rest==1:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-3-((i-(7*E/8))*4)
elif j==2 and i>=7*E/8 and i<E and rest==0:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-5-((i-1-(7*E/8))*4)
elif j==3 and i>=7*E/8 and i<E and rest==0:
    mat[i][j] = ((nodes+((nodes+2)/2))/2)-4-((i-1-(7*E/8))*4)
print('matriz_de_conectividade', mat)

```

```

for k in range (0,4):
    for l in range (0,4):
        if (k<=1) and (l==0):
            if dmp<0:
                Sm[k][l] = cpp*dmp
            else:
                Sm[k][l] = -cpp*dmp
        elif (k>=2) and (l==2):
            if dms<0:
                Sm[k][l] = cps*dms
            else:
                Sm[k][l] = -cps*dms
        if ((k==1) and (l<=1)) or ((k==3) and (l>=2)):
            Sm[k][l] = -Sm[k][l] - U*dA/2
        if ((k==1) and (l>=2)) or ((k==3) and (l<=1)):
            Sm[k][l] = -Sm[k][l] + U*dA/2
print('matriz_de_rigidez_local', Sm)

for e in range (0, E):
    for l1 in range (0, 4):
        g1 = mat[e][l1]-1
        for k1 in range (0, 4):
            gk = mat[e][k1]-1
            G[g1][gk] = G[g1][gk] + Sm[l1][k1]
G[E][E]=G[E][E]+Sm[0][0]
G[2*(E+1)-1][2*(E+1)-1] = G[2*(E+1)-1][2*(E+1)-1]+Sm[2][2]
print('matriz_de_rigidez_global', G)

Q[0] = Sm[0][0]*Tpi
Q[E+1] = Sm[2][2]*Tsi
T = sp.solve(G, Q)

if dms<0 or dmp<0:
    for o in range (0,nodes):
        if o<=E:
            Tp[o] = T[o]
        else:
            Ts[-(o-E-1)+E] = T[o]
Tpi = Tp[0]

```

```

    Tsi = Ts[E]
    Tpo = Tp[E]
    Tso = Ts[0]
else:
    for o in range (0,nodes):
        if o<=E:
            Tp[o] = T[o]
        else:
            Ts[o-E-1] = T[o]
    Tpi = Tp[0]
    Tsi = Ts[0]
    Tpo = Tp[E]
    Tso = Ts[E]

print ()
print ( 'ANALISE_DE_TROCADOR_DE_CALOR' )
print ( 'temperatura_de_entrada_do_fluido_de_processo:', Tpi, ' C ' )
print ( 'temperatura_de_saida_do_fluido_de_processo:',Tpo, ' C ' )
print ( 'temperatura_de_entrada_do_fluido_de_servico:',Tsi, ' C ' )
print ( 'temperatura_de_saida_do_fluido_de_servico:',Tso, ' C ' )
if Sm[0][0] > Sm[2][2] and Tpi>Tsi:
    Ef = (Sm[2][2]*(Tso-Tsi))/(Sm[0][0]*(Tpi-Tsi))
elif Sm[0][0] > Sm[2][2] and Tsi>Tpi:
    Ef = (Sm[2][2]*(Tsi-Tso))/(Sm[0][0]*(Tsi-Tpi))
elif Sm[2][2] > Sm[0][0] and Tpi>Tsi:
    Ef = (Sm[0][0]*(Tpi-Tpo))/(Sm[2][2]*(Tpi-Tsi))
elif Sm[2][2] > Sm[0][0] and Tsi>Tpi:
    Ef = (Sm[0][0]*(Tpo-Tpi))/(Sm[2][2]*(Tsi-Tpi))
print ( 'efetividade_do_trocador:', Ef)

local = f*25*(vp**2)
for s in range (0, E+1):
    de[s] = (N*f*x[s]*(vp**2))/(2*Dit)
    if PT ==2:
        if s>=(E/2):
            de[s]=de[s]+local
    elif PT ==4:
        if s>=(E/4):
            de[s]=de[s]+local

```

```

    if s>=(E/2):
        de[s]=de[s]+local
    if s>=(3*E/4):
        de[s]=de[s]+local
elif PT ==8:
    if s>=(E/8):
        de[s]=de[s]+local
    if s>=(E/4):
        de[s]=de[s]+local
    if s>=(3*E/8):
        de[s]=de[s]+local
    if s>=(E/2):
        de[s]=de[s]+local
    if s>=(5*E/8):
        de[s]=de[s]+local
    if s>=(3*E/4):
        de[s]=de[s]+local
    if s>=(7*E/8):
        de[s]=de[s]+local
    Potht[s] = (de[s])*(abs(dmp))
    Poths[s] = (PC*fs*(x[s])*(vs**2)*(abs(dms)))/(2*Dh*PT)
print('potencia_nos_tubos:', Potht[E], 'W')
print('potencia_no_casco:', Poths[E], 'W')

for w in range (0, 200):
    v[w] = w/100
    hlt[w] = (N*f*L*((v[w])**2))/(2*Dit)
    loc[w] = f*25*((v[w])**2)
    hlt[w] = hlt[w]+((PT-1)*loc[w])
    hls[w] = (PC*fs*L*((v[w])**2))/(2*Dh*PT)
hlt1 = N*f*L*(vp**2)/(2*Dit)
hls1 = PC*fs*L*(vs**2)/(2*Dh*PT)
print('perda_de_carga_no_tubo:', hlt1, 'J/kg')
print('perda_de_carga_no_casco:', hls1, 'J/kg')

if Tpi>Tsi:
    spot = 'upper_right'
else:
    spot = 'upper_left'

```

```
plt.plot(x, Tp, 'r-')
plt.plot(x, Ts, 'b—')
plt.xlabel("Comprimento_(m)")
plt.ylabel("Temperatura_( C )")
plt.title("Distribuicao_de_temperaturas_ao_longo_do_comprimento")
plt.legend(('Fluido_de_processo', 'Fluido_de_servico'), loc = 'spot')
plt.grid(True)
plt.show()

plt.plot(v, hlt, 'r-')
plt.plot(v, hls, 'b—')
plt.xlabel("Velocidade_(m/s)")
plt.ylabel("Perda_de_carga_(J/kg)")
plt.title("Perda_de_carga_em_funcao_da_velocidade")
plt.legend(('Fluido_de_processo', 'Fluido_de_servico'), loc = 'upper_left')
plt.grid(True)
plt.show()

plt.plot(x, Potht, 'r-')
plt.plot(x, Poths, 'b—')
plt.xlabel("Comprimento_(m)")
plt.ylabel("Potencia_(W)")
plt.legend(('Fluido_de_processo', 'Fluido_de_servico'), loc = 'upper_left')
plt.title("Potencia_mecanica_ao_longo_do_comprimento")
plt.grid(True)
plt.show()
```

## APÊNDICE B - Código em Python para trocadores de placas

```

import numpy as np
import scipy.linalg as sp
import matplotlib.pyplot as plt

Tpi = 10 #temperatura de entrada do fluido de processo [ C ]
Tpo = 30 #temperatura de saida do fluido de processo [ C ]
dmp = 0.25 #vazao do fluido de processo [Kg/s]
cpp = 2000 #calor especifico do fluido de processo [J/(Kg*K)]
kp = 0.120 #condutividade termica do fluido de processo [W/(K*(m**2))]
rop = 810 #densidade do fluido de processo [kg/(m**3)]
Mip = 1417.5*(10**-6) #viscosidade do fluido de processo [N*s/(m**2)]

Tsi = 90 #temperatura de entrada do fluido de servi o [ C ]
Tso = 65 #temperatura de saida do fluido de servi o [ C ]
dms = -0.25 #vazao do fluido servico [Kg/s]
cps = 1835.4 #calor especifico do fluido de servi o [J/(Kg*K)]
ks = 0.10878 #condutividade termica do fluido de servico [W/(K*(m**2))]
ros = 973 #densidade do fluido de servico [kg/(m**3)]
Mis = 3094.14*(10**-6) #viscosidade do fluido de servico [N*s/(m**2)]

g = 9.81 #gravidade m/s^2

A = 0.25 #altura do trocador
L = 0.25 #largura do trocador
C = 0.50 #comprimento do trocador
alfa = 200 #area de troca de calor por volume (m^2/m^3)
t = 0.001 #espessura das placas (m)
e = 0 #rugosidade superficial das placas

E = 100 #elementos discretos
nodes = 2*(E+1) #nos

x = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
mat = np.zeros([E, 4], dtype = 'int')
Q = np.zeros(nodes, dtype = 'float')
Tp = np.zeros(E+1, dtype = 'float')

```

```

Ts = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Sm = np.zeros([4,4], dtype = 'float')
G = np.zeros([nodes, nodes], dtype = 'float')
de = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
des = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Potht = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Poths = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
v = np.zeros(200, dtype = 'float')
hlt = np.zeros(200, dtype = 'float')
hls = np.zeros(200, dtype = 'float')

```

```

S = alfa*A*L*C
if dms<0 or dmp<0:
    dT1 = (Tpi-Tso)
    dT2 = (Tpo-Tsi)
else:
    dT1 = (Tpi-Tsi)
    dT2 = (Tpo-Tso)
dT = (dT1-dT2)/(np.log(dT1/dT2))
N = np.trunc(S/(L*C))
rest = np.remainder(N,2)
print( 'numero_de_placas ', N)
if rest == 0:
    N=N+1
a = A/(N+1)
Dh = 2*a*L/(a+L)
print( 'diametro_hidraulico ', Dh)

print( 'FLUIDO_DE_PROCESSO')
vp = abs(2*dmp/(rop*(A-(N*t))*L))
print( 'velocidade:', vp, 'm/s')
Rep = rop*vp*Dh/Mip
print( 'numero_de_Reynolds:', Rep)
Pr = cpp*Mip/kp
print( 'numero_de_Prandtl ', Pr)
if Rep<=2300:
    fp = 96/Rep
    Nu = 8.23

```

```

else:
    fp = 0.25*((np.log10((e/(3.7*Dh))+5.74/(Rep**(0.9))))**(-2))
    Nu = ((fp/8)*(Rep-1000)*Pr)/(1+(12.7*((fp/8)**0.5)*((Pr**(2/3))-1)))
print('fator_de_atrito:', fp)
print('numero_de_Nusselt:', Nu)

print()

print('FLUIDO_DE_SERVICO')
vs = abs(2*dms/(ros*(A-(N*t))*L))
Res = ros*vs*Dh/Mis
Prs = cps*Mis/ks
print('velocidade:', vs, 'm/s')
print('numero_de_Reynolds:', Res)
print('numero_de_Prandtl:', Prs)
if Res<=2300:
    fs = 96/Res
    Nus = 8.23
else:
    fs = 0.25*((np.log10((e/(3.7*Dh))+5.74/(Res**(0.9))))**(-2))
    Nus = ((fs/8)*(Res-1000)*Prs)/(1+(12.7*((fs/8)**0.5)*((Prs**(2/3))-1)))
print('fator_de_atrito:', fs)
print('numero_de_Nusselt:', Nus)

print()
print('PARAMETROS_DE_TRANSFERENCIA_DE_CALOR')
hi = Nu*kp/Dh
print('coeficiente_convectivo_do_fluido_de_processo:', hi, 'W/K(m^2)')
he = Nus*ks/Dh
print('coeficiente_convectivo_do_fluido_de_servico:', he, 'W/K(m^2)')
U = 1/((1/hi)+(1/he))
print('coeficiente_global_de_transferencia_de_calor:', U, 'W/K(m^2)')
print()
S = abs(dmp*cpp*(Tpi-Tpo)/(U*dT))
print('area_total_de_troca_de_calor:', S, 'm^2')
C = S/(N*L)
print('comprimento:', C, 'm')
V = A*L*C
print('volume_do_trocador:', V, 'm^3')

```

```

print ()
print ('SOLUCAO_NUMERICA')
deltaC = C/E
dA = S/E
for w in range (0,E+1):
    x[w] = w*deltaC
if dms<0 or dmp<0:
    for i in range (0,E):
        for j in range (0,4):
            if j<=1:
                mat[i][j] = i+j+1
            else:
                mat[i][j] = 2*(E+1)-i-3+j
else:
    for i in range (0,E):
        for j in range (0,4):
            if j<=1:
                mat[i][j] = i+j+1
            else:
                mat[i][j] = i+j+E
print ('matriz_de_conectividade', mat)

for k in range (0,4):
    for l in range (0,4):
        if (k<=1) and (l==0):
            if dmp<0:
                Sm[k][l] = cpp*dmp
            else:
                Sm[k][l] = -cpp*dmp
        elif (k>=2) and (l==2):
            if dms<0:
                Sm[k][l] = cps*dms
            else:
                Sm[k][l] = -cps*dms
        if ((k==1) and (l<=1)) or ((k==3) and (l>=2)):
            Sm[k][l] = -Sm[k][l] - U*dA/2
        if ((k==1) and (l>=2)) or ((k==3) and (l<=1)):
            Sm[k][l] = -Sm[k][l] + U*dA/2

```

```

print('matriz_de_rigidez_local', Sm)

for e in range (0, E):
    for ll in range (0, 4):
        gl = mat[e][ll]-1
        for kl in range (0, 4):
            gk = mat[e][kl]-1
            G[gl][gk] = G[gl][gk] + Sm[ll][kl]
G[E][E]=G[E][E]+Sm[0][0]
G[2*(E+1)-1][2*(E+1)-1] = G[2*(E+1)-1][2*(E+1)-1]+Sm[2][2]
print('matriz_de_rigidez_global', G)

Q[0] = Sm[0][0]*Tpi
Q[E+1] = Sm[2][2]*Tsi
T = sp.solve(G, Q)

if dms<0 or dmp<0:
    for o in range (0,nodes):
        if o<=E:
            Tp[o] = T[o]
        else:
            Ts[-(o-E-1)+E] = T[o]
    Tpi = Tp[0]
    Tsi = Ts[E]
    Tpo = Tp[E]
    Tso = Ts[0]
else:
    for o in range (0,nodes):
        if o<=E:
            Tp[o] = T[o]
        else:
            Ts[o-E-1] = T[o]
    Tpi = Tp[0]
    Tsi = Ts[0]
    Tpo = Tp[E]
    Tso = Ts[E]

print('')
print('ANALISE_DE_TROCADOR_DE_CALOR')

```

```

print( 'temperatura_de_entrada_do_fluido_de_processo:', Tpi, ' C ')
print( 'temperatura_de_saida_do_fluido_de_processo:', Tpo, ' C ')
print( 'temperatura_de_entrada_do_fluido_de_servico:', Tsi, ' C ')
print( 'temperatura_de_saida_do_fluido_de_servico:', Tso, ' C ')
if Sm[0][0] > Sm[2][2] and Tpi>Tsi:
    Ef = (Sm[2][2]*(Tso-Tsi))/(Sm[0][0]*(Tpi-Tsi))
elif Sm[0][0] > Sm[2][2] and Tsi>Tpi:
    Ef = (Sm[2][2]*(Tsi-Tso))/(Sm[0][0]*(Tsi-Tpi))
elif Sm[2][2] > Sm[0][0] and Tpi>Tsi:
    Ef = (Sm[0][0]*(Tpi-Tpo))/(Sm[2][2]*(Tpi-Tsi))
elif Sm[2][2] > Sm[0][0] and Tsi>Tpi:
    Ef = (Sm[0][0]*(Tpo-Tpi))/(Sm[2][2]*(Tsi-Tpi))
print( 'efetividade_do_trocador:', Ef)
for s in range (0, E+1):
    Potht[s] = ((N+1)/2)*(fp*(x[s])*(vp**2)*(abs(dmp)))/(2*Dh)
    Poths[s] = ((N+1)/2)*(fs*(x[s])*(vs**2)*(abs(dms)))/(2*Dh)
print( 'potencia_necessaria_para_o_fluido_de_processo:', Potht[E], 'W')
print( 'potencia_necessaria_para_o_fluido_de_servico:', Poths[E], 'W')
for w in range (0, 200):
    v[w] = w/500
    hlt[w] = (fp*C*((v[w])**2))/(2*Dh)
    hls[w] = (fs*C*((v[w])**2))/(2*Dh)
hlt1 = fp*C*(vp**2)/(2*Dh)
hls1 = fs*C*(vs**2)/(2*Dh)
print( 'perda_de_carga_do_fluido_de_processo:', hlt1, 'J/kg')
print( 'perda_de_carga_do_fluido_de_servico:', hls1, 'J/kg')

if Tpi>Tsi:
    spot = 'upper_right'
else:
    spot = 'upper_left'
plt.plot(x, Tp, 'r-')
plt.plot(x, Ts, 'b—')
plt.xlabel("Comprimento_(m)")
plt.ylabel("Temperatura_( C)")
plt.title("Distribui o_de_temperaturas_ao_longo_do_comprimento")
plt.legend(('Fluido_de_processo', 'Fluido_de_servico'),loc = spot)
plt.grid(True)
plt.show()

```

```
plt.plot(v, hlt, 'r-')
plt.plot(v, hls, 'b—')
plt.xlabel("Velocidade_(m/s)")
plt.ylabel("Perda_de_carga_(J/kg)")
plt.title("Perda_de_carga_em_função_da_velocidade")
plt.legend(('Fluido_de_processo', 'Fluido_de_servico'), loc = 'upper_left')
plt.grid(True)
plt.show()

plt.plot(x, Potht, 'r-')
plt.plot(x, Poths, 'b—')
plt.xlabel("Comprimento_(m)")
plt.ylabel("Potencia_(W)")
plt.legend(('Fluido_de_processo', 'Fluido_de_servico'), loc = 'upper_left')
plt.title("Potencia_mecanica_ao longo_do_comprimento")
plt.grid(True)
plt.show()
```

## APÊNDICE C - Código em Python para trocadores de tubos em escoamento cruzado

```

import numpy as np
import scipy.linalg as sp
import matplotlib.pyplot as plt

Tpi = 90 #temperatura de entrada do fluido de servico [ C ]
Tpo = 65 #temperatura de saida do fluido de servico [ C ]
dmp = 0.25 #vazao do fluido servico [Kg/s]
cpp = 1835.4 #calor especifico do fluido de servico [J/(Kg*K)]
kp = 0.10878 #condutividade termica do fluido de servico [W/(K*(m**2))]
rop = 973 #densidade do fluido de servico [kg/(m**3)]
Mip = 3094.14*(10**-6) #viscosidade do fluido de servico [N*s/(m**2)]

Tsi = 10 #temperatura de entrada do fluido de processo [ C ]
Tso = 30 #temperatura de saida do fluido de processo [ C ]
dms = 0.25 #vazao do fluido de processo [Kg/s]
cps = 2000 #calor especifico do fluido de processo [J/(Kg*K)]
ks = 0.120 #condutividade termica do fluido de processo [W/(K*(m**2))]
ros = 810 #densidade do fluido de processo [kg/(m**3)]
Mis = 1417.5*(10**-6) #viscosidade do fluido de processo [N*s/(m**2)]

g = 9.81 #gravidade [m/(s**2)]

et = 0 #rugosidade do material [m]
sigma = 0.605 #razao entre a area livre para escoamento e a area frontal do trocador
alfa = 450 #area de troca de calor por volume (m**2/m**3)
AaA = 0.85 #fração da area de superficial ocupada por aletas
Dit = 9.5*(10**-3) #diametro interno do tubo [m]
Det = 11 *(10**-3) #diametro externo do tubo [m]
Af = 0.150 #area frontal do trocador de calor [m**2]
Rps = 0 #coeficiente de incrustação dentro dos tubos
Rpt = 0 #coeficiente de incrustação fora dos tubos
K= 237 #condutividade termica do material dos tubos [W/(K*(m**2))]

E = 100 #elementos discretos
nodes = 2*(E+1) #nos

x = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
```

```

mat = np.zeros([E, 4], dtype = 'int')
Q = np.zeros(nodes, dtype = 'float')
T = np.zeros(nodes, dtype = 'float')
Tp = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Ts = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Sm = np.zeros([4,4], dtype = 'float')
Glob = np.zeros([nodes, nodes], dtype = 'float')
Tss = np.zeros(E, dtype = 'float')
X = np.zeros(E, dtype = 'float')
Potht = np.zeros(E+1, dtype = 'float')
Poths = np.zeros(E, dtype = 'float')
v = np.zeros(200, dtype = 'float')
hlt = np.zeros(200, dtype = 'float')
hls = np.zeros(200, dtype = 'float')

N = np.trunc(Af*(4*(1-sigma))/(np.pi*(Det**2)))
print ('numero_de_tubos', N)
print ('ESCOAMENTO_DENTRO_DOS_TUBOS')
vp = (abs(dmp))/(rop*(N*np.pi*(Dit**2)/4))
print ('velocidade:', vp, 'm/s')
Re = rop*vp*Dit/Mip
print ('numero_de_Reynolds:', Re)
Pr = cpp*Mip/kp
print ('numero_de_Prandtl:', Pr)
if Re<=2300:
    f = 64/Re
    Nu = 4.36
else:
    f = 0.25*((np.log10((et/(3.7*Dit))+5.74/(Re**(0.9))))**(-2))
    Nu = ((f/8)*(Re-1000)*Pr)/(1+(12.7*((f/8)**0.5)*((Pr**(2/3))-1)))
print ('fator_de_atrito:', f)
print ('numero_de_Nusselt:', Nu)

print ()
print ('ESCOAMENTO_FORA_DOS_TUBOS')
Dh = 4*sigma/alfa
print ('diametro_hidraulico:', Dh, 'm')

```

```

G = dms/(sigma*Af)
print ( 'velocidade_massica', G , 'kg/(sm**2) ')
Res = G*Dh/Mis
print ( 'numero_de_Reynolds:', Res)
Prs = cps*Mis/ks
print ( 'numero_de_Prandtl:', Prs)

Nus = 0.3+(((0.62*(Res**(1/2))*(Prs**(1/3)))/((1+((0.4/Prs)**(2/3)))**(1/4)))*((1+((Res/282000)*
print ( 'Numero_de_Nusselt', Nus)
if Res<=2300:
    fs = 64/Res
else:
    fs = 0.25*((np.log10((et/(3.7*Dh))+5.74/(Res**(0.9))))**(-2))
print ( 'fator_de_atrito', fs)

print ()
print ( 'PARAMETROS_DE_TROCA_DE_CALOR')
hi = Nu*kp/Dit
print ( 'coeficiente_convectivo_dentro_dos_tubos', hi, ' [W/K*(m**2)] ')
he = Nus*ks/Dh
print ( 'coeficiente_convectivo_fora_dos_tubos', he, ' [W/K*(m**2)] ')
Aie = (Dit*(1-AaA))/Det
Rdi = Aie*Det*np.log(Det/Dit)/(2*K)
Rde = Dit*np.log(Det/Dit)/(2*K*Aie)
Uext = 1/((1/(hi*Aie))+(Rde)+(1/he))
print ( 'Coeficiente_global_de_transferencia_de_calor_do_lado_externo', Uext, ' [W/K*(m**2)] ')
Uint = 1/((1/hi)+(Rdi)+(Aie/he))
print ( 'Coeficiente_global_de_transferencia_de_calor_do_lado_interno', Uint, ' [W/K*(m**2)] ')
dT1 = (Tpi-Tso)
dT2 = (Tpo-Tsi)
dT = (dT1-dT2)/(np.log(dT1/dT2))
C = abs((dmp*cpp*(Tpo-Tpi))/(Uint*N*np.pi*Dit*dT))
print ( 'comprimento_do_trocador_de_calor:', C, 'm')
Ai = N*np.pi*Dit*C
print ( 'superficie_de_troca_de_calor_dentro_dos_tubos', Ai, 'm**2')
Ae = Ai/Aie
print ( 'superficie_de_troca_de_calor_fora_dos_tubos', Ae, 'm**2')
V = Af*C
print ( 'volume_do_trocador_de_calor:', V, 'm**3')

```

```

print ()
print ('SOLUCAO_NUMERICA')
deltaL = np.float(C/E)
for w in range (0,E+1):
    x[w] = w*deltaL
X[0] = deltaL/2
for w in range (0,E):
    X[w] = x[w]+(deltaL/2)

for i in range (0,E):
    for j in range (0,4):
        if j<=1:
            mat[i][j] = i+j+1
        elif j==2:
            mat[i][j] = nodes-E
        else:
            mat[i][j] = 1+i+nodes-E

dA = Ai/E
for k in range (0,4):
    for l in range (0,4):
        if (k<=1) and (l==0):
            Sm[k][l] = -cpp*dmp
        elif (k>=2) and (l==2):
            Sm[k][l] = -cps*dms/E
        if ((k==1) and (l<=1)) or ((k==3) and (l>=2)):
            Sm[k][l] = -Sm[k][l] - Uint*dA/2
        if ((k==1) and (l>=2)) or ((k==3) and (l<=1)):
            Sm[k][l] = -Sm[k][l] + Uint*dA/2

for elem in range (0, E):
    for ilocal in range (0, 4):
        iglobal = mat[elem][ilocal]-1
    for jlocal in range (0, 4):
        jglobal = mat[elem][jlocal]-1
        Glob[iglobal][jglobal] = Glob[iglobal][jglobal] + Sm[ilocal][jlocal]
Glob[E+1][E+1] = (1/E)*(Glob[E+1][E+1])
Glob[E][E] = Glob[E][E]+Sm[0][0]

```

```

for i in range (E+2,nodes):
    Glob[i][i] = Glob[i][i]+Sm[2][2]
Q[0] = (Sm[0][0])*Tpi
Q[E+1] = (Sm[2][2])*Tsi
T = sp.solve(Glob, Q)

for o in range (0,nodes):
    if o<=E:
        Tp[o] = T[o]
    else:
        Ts[o-E-1] = T[o]
ts = 0
for i in range (1, E+1):
    ts = ts + Ts[i]
ts = ts/E
Tpi = Tp[0]
Tpo = Tp[E]
Tsi = Ts[0]
Tso = ts
for i in range (E+1, nodes):
    j = i-E-2
    Tss[j]=T[i]

print ()
print ( 'ANALISE_DE_TROCADOR_DE_CALOR' )
print ( 'temperatura_de_entrada_do_fluido_de_processo:', Tpi)
print ( 'temperatura_de_saida_do_fluido_de_processo:', Tpo)
print ( 'temperatura_de_entrada_do_fluido_de_servico:', Tsi)
print ( 'temperatura_de_saida_do_fluido_de_servico:', Tso)

Sm[2][2] = (Sm[2][2])*E
if Sm[0][0] > Sm[2][2] and Tpi>Tsi:
    Ef = (Sm[2][2]*(Tso-Tsi))/(Sm[0][0]*(Tpi-Tsi))
elif Sm[0][0] > Sm[2][2] and Tsi>Tpi:
    Ef = (Sm[2][2]*(Tsi-Tso))/(Sm[0][0]*(Tsi-Tpi))
elif Sm[2][2] > Sm[0][0] and Tpi>Tsi:
    Ef = (Sm[0][0]*(Tpi-Tpo))/(Sm[2][2]*(Tpi-Tsi))
elif Sm[2][2] > Sm[0][0] and Tsi>Tpi:
    Ef = (Sm[0][0]*(Tpo-Tpi))/(Sm[2][2]*(Tsi-Tpi))

```

```

print('efetividade:', Ef)

de = N*rop*f*C*(vp**2)/(2*Dit)
print('queda_de_press_o_dentro_dos_tubos', de, 'Pa')
for s in range (0, E+1):
    Potht[s] = (N*f*(x[s])*(vp**2)*dmp)/(2*Dit)
print('potencia_mecanica_nos_tubos:', Potht[E], 'W')
deltaP = ((G**2)/(2*ros))*((fs*Ae)/(sigma*Af))
print('queda_de_press_o_na_carca_a', deltaP, 'Pa')
Pot = deltaP*dms/ros
for i in range (0,E):
    Poths[i] = Pot*(i+1)/E
print('potencia_mecanica_na_carca_a:', Poths[E-1], 'W')
for w in range (0, 200):
    v[w] = w/2000
    hlt[w] = (N*rop*f*C*((v[w])**2))/(2*Dit)
    hls[w] = ((v[w]**2)*(ros/2))*(fs*(Ae/(sigma*Af)))

if Tpi>Tsi:
    spot = 'upper_right'
else:
    spot = 'upper_left'
plt.plot(x, Tp, 'r-')
plt.plot(X, Tss, 'b—')
plt.title("Distribui_o_de_temperaturas_ao_longo_do_comprimento")
plt.legend(('Fluido_de_processo', 'Fluido_de_servico'),loc = spot)
plt.xlabel("Comprimento_(m)")
plt.ylabel("Temperatura_( C)")
plt.grid(True)
plt.show()
plt.plot(v, hlt, 'r-')
plt.plot(v, hls, 'b—')
plt.title("Queda_de_pressao_em_funcao_da_velocidade")
plt.legend(('Fluido_de_processo', 'Fluido_de_servico'),loc = 'upper_left')
plt.xlabel("Velocidade_(m/s)")
plt.ylabel("Quedas_de_Pressao_(Pa)")
plt.grid(True)
plt.show()
plt.plot(x, Potht, 'r-')

```

```
plt.plot(X, Poths, 'b—')
plt.xlabel("Comprimento_(m)")
plt.ylabel("Potencia_(W)")
plt.legend(('Fluido_de_processo', 'Fluido_de_servi o'), loc = 'upper_left')
plt.title("Potencia_mec nica_ao_longo_do_comprimento")
plt.grid(True)
plt.show()
```

**REFERÊNCIAS**

- [1] ANJOS, G. R. Análise discreta. *Notas de aula de Transmissão de Calor*, Faculdade de Engenharia da UERJ, 2017.
- [2] CARDOSO, P. H. G. Projeto de trocador de calor casco e tubo para resfriamento de óleo de resíduo. *Projeto de Graduação*, UFRJ/Escola Politécnica, 2013.
- [3] SILVA, T. P. da. Projeto de trocador de calor e estudo experimental da influência da redução da temperatura do ar de admissão no consumo de combustível para turbinas a gás. *Projeto de Graduação*, UFRJ/Escola Politécnica, 2014.
- [4] SÁ, A. R. C. Avaliação de um trocador casco e tubos para monitoramento do desempenho operacional de um processo industrial. *Trabalho (Conclusão de Curso)*, Departamento de Engenharia Química e de Petróleo-Universidade Federal Fluminense, 2016.
- [5] MARSON, R. D. Projeto de um trocador de calor para uma máquina de aquecimento de vidro para laminação. *Trabalho de Graduação*, Universidade Estadual Paulista, 2015.
- [6] SOUZA, M. S. de. Análise térmica de um trocador de calor do tipo casco e tubos para resfriamento do resíduo de uma unidade de destilação atmosférica. *Projeto de Graduação*, UFRJ/Escola Politécnica, 2013.
- [7] FERREIRA, T. P. A. Projeto e construção de um trocador de calor: uso de nanofluidos (nanopartículas de ouro em fluido base) como líquido de arrefecimento. *Trabalho de conclusão de curso*, UFTPR, 2015.
- [8] DE LUCCA, R. K. Projeto de um trocador de calor para uma máquina de aquecimento de vidro para laminação. *Trabalho de Conclusão de Curso*, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2013.
- [9] ALVES, B. A. Simulação de um trocador de calor casco e tubos com fluido turbulento utilizando código cfd. *Trabalho de Conclusão de Curso*, Universidade Federal Tecnológica do Paraná, 2018.

- [10] WALTHER, F. M. Condensador evaporativo em escala reduzida: Projeto, construção e análise experimental. *Trabalho de conclusão de curso*, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2009.
- [11] SANTOS, A. P.; GABRICH, G. F. Análise de troca térmica em trocador de calor de tubos concêntricos mediante diferentes configurações de aletas. *Trabalho de conclusão de curso*, Universidade Federal Tecnológica do Paraná, 2018.
- [12] BEJAN, A. *Transferência de Calor*. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.
- [13] BERGMAN, T. L. et al. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- [14] TROCALOR. *Informações Técnicas Permutador de calor casco tubos*. Disponível em: <<http://www.trocalor.com.br/pdf/cascotubo-rev4-2.pdf>>.
- [15] GUT, J. A. W. Configurações ótimas para trocadores de calor à placas. *Tese (Doutorado)*, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química, 2003.
- [16] PERUSSI, R. Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica. *Dissertação de Mestrado*, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica e área de concentração em Térmica e Fluidos Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2010.
- [17] FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
- [18] HAMMOCK, G. L. Cross-flow, staggered-tube heat exchanger analysis for high enthalpy flows. *Master Thesis*, University of Tennessee, 2011.
- [19] MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. Florianópolis: LTC, 2004.
- [20] FAA. *Aviation Maintenance Technician Handbook-Airframe*. USA: Federal Aviation Administration, 2012.
- [21] CRC. *Handbook of Aviation Fuel Properties*. 1983. Disponível em: <<http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a132106.pdf>>.

- [22] EASTMAN. *Skydrol Overview*. Disponível em: <[https://www.eastman.com/Literature\\_Center/A/AF9](https://www.eastman.com/Literature_Center/A/AF9)>
- [23] GAMA, R. M. S. da. *Fundamentos de Mecânica dos Fluidos*. Rio de Janeiro: EdUERJ, 2012.
- [24] ANJOS, G. R. Computação científica para engenheiros. *Notas de aula de Transmissão de Calor*, Faculdade de Engenharia da UERJ, 2018.
- [25] ANJOS, G. R. Solução do campo hidrodinâmico em células eletroquímicas pelo método dos elementos finitos. *Dissertação de Mestrado*, Programa de Pós Graduação em Engenharia da UFRJ, 2007.
- [26] MATPLOTLIB tutorials. Disponível em: <<https://matplotlib.org/tutorials/index.html>>.
- [27] SCIPY Quickstart tutorial. Disponível em: <<https://docs.scipy.org/doc/numpy/user/quickstart.html>>.
- [28] ALMEIDA, M. N.; BRUM, N. C. L. Programa para o cálculo térmico de trocadores de calor casco e tubo. *Tese de Graduação*, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2006.