

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Manoel Policiano Tertolino da Silva - 201865071AM
Paulo Henrique Dayrell Drummond de Oliveira - 201771029

**DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS OPERACIONAIS E ANÁLISE DE
DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE UM TROCADOR DE CALOR
ASSOCIADO A UM AMORTECEDOR AUTOMOTIVO**

Juiz de Fora

2021

Manoel Policiano Tertolino da Silva - 201865071AM
Paulo Henrique Dayrell Drummond de Oliveira - 201771029

**DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS OPERACIONAIS, ANÁLISE
PARAMÉTRICA E DE DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE UM
TROCADOR DE CALOR ASSOCIADO A UM AMORTECEDOR**

Relatório técnico da disciplina Transferência de Calor apresentado à professora Yipsy Roque Benito, junto à Escola de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como atividade avaliativa intraclasses obrigatória para aprovação da MEC010, pertencente ao plano de ensino letivo.

Orientadora: Yipsy Roque Benito

Juiz de Fora
2021

RESUMO

O presente trabalho estabelece um procedimento de determinação de parâmetros operacionais iniciais a partir de modelos catalogados comerciais de trocadores de calor e a partir do escopo de sua aplicação, para então, após representação do sistema físico por meio de modelagem computacional e equacionamento matemático, realizar um estudo de fenômenos físicos atuantes, como transferência de calor, perda de pressão e regime de escoamento.

O respectivo texto também estuda o comportamento de variáveis chaves de um trocador de calor ao impor intervalos de valores aos parâmetros obtidos anteriormente, obtendo conclusões importantes quanto à influência de desempenho, pelas curvas de taxa e efetividade sob parâmetros concentrados.

Assim, a partir da teoria de transferência de calor, faz-se uma parametrização e análise de resultados na aplicação do trocador de casco e tubo proposto em aplicações práticas de amortecedores mecânicos.

Palavras-chave: Trocador de Calor. Transferência de Calor. Projeto. Modelagem Computacional. Efetividade. Desempenho. Amortecimento. Reynolds. Nusselt. Escoamento. Queda de Pressão. Simulação. *EES®*. *Matlab®*.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	4
1.1 Considerações iniciais	4
1.2 Motivação	5
1.3 Objetivos	5
1.3.1 Objetivo Geral	5
1.3.2 Objetivo Específico	5
2 - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	6
2.1 Categorização dos Trocadores	6
2.1.1 Aspectos Construtivos	6
2.1.2 Processo de Transferência	9
2.1.3 Arranjo de Escoamento	10
2.1.4 Passe do Fluido	11
2.1.5 Fase dos Fluidos	11
2.1.6 Modos de Transferência	12
3 - MEMORIAL DE CÁLCULOS	13
3.1 Pré-Projeto	13
3.2 Modelo Matemático	20
3.3 Estudo do Escoamento, Calor e Pressão	27
3.4 Simulação Computacional por Parâmetros Concentrados	34
3.5 Curvas de Taxa e Efetividade	34
4 RESULTADOS	44
5 CONCLUSÃO	47
REFERÊNCIAS	49
APÊNDICE A – CÓDIGOS DO EES®	50
APÊNDICE B – CÓDIGO DO MATLAB®	53

1 - INTRODUÇÃO

1.1 Considerações iniciais

Primeiramente, é feita uma fundamentação teórica, no capítulo 2, acerca do conteúdo de trocadores de calor para servir de auxílio e base para o desenvolvimento, resultados e conclusão deste relatório. No capítulo 3 seguinte, dividiu-se conforme as cinco etapas de acordo com a evolução do projeto e das análises.

A primeira parte, descrita na seção 3.1, se define pela determinação e apresentação de parâmetros operacionais e geométricos, sendo então compostos por características dos fluidos, como temperaturas e vazões, e também pelas dimensões principais do trocador em questão. A abordagem adotada foi através de embasamentos dados por catálogos do fabricante ou de similares e por decisões de caráter analítico.

A segunda por sua vez, seção 3.2, consiste na modelagem matemática do trocador de calor através das hipóteses simplificadoras de regime permanente, propriedades constantes e parâmetros concentrados. O equacionamento e formulações são dadas a partir de, por exemplo, balanços de energia e massa, taxa de transferência de calor e quedas de pressão.

A terceira etapa, seção 3.3, se ocupa em caracterizar o trocador de calor em função das definições de variáveis operacionais obtidas na parte 1 e pelo modelo proposto na parte 2. É feito então um processo de inspeção em relação ao comportamento do mecanismo. Os dados avaliados são diversos, como a taxa de calor trocado, a perda de pressão e o coeficiente de transferência de calor.

As fases 4 e 5, seções 3.4 e 3.5 respectivamente, apresentam uma abordagem numérica-computacional. Através do software *EES® (Engineering Equation Solver)* conjugado com o software Matlab em que se busca fazer rotinas em código computacional aplicado para realização de simulações do trocador conforme parâmetros previamente determinados. Na sequência são feitas as plotagens dos gráficos de taxa e efetividade em função da vetorização dos parâmetros operacionais já estabelecidos, dentre eles temperaturas e vazões.

1.2 Motivação

Conforme estabelece o autor [1] (Incropera, 2008, p.1184), ocorrem na engenharia múltiplas aplicações de trocas de calor entre dois fluidos separados por um componente sólido.

Nesse caso, o equipamento responsável por tal fenômeno é denominado como trocador de calor, objeto foco deste trabalho. Este pode ser implementado para arrefecimento de sistemas de motores à combustão interna de veículos; refrigeração e climatização de ar em sistema de ar condicionado, entre outros, o que comprova sua importância dentro do campo de projetos mecânicos em geral, tornando-se um excelente candidato para estudos em aplicações do cotidiano a fim de resolver um problema de produção, bem como estudo científicos de melhorias construtivas em geral.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

A proposta na qual esse trabalho se baseia parte da premissa de inserir os autores em um cenário de pesquisa, desenvolvimento e exame aplicado ao contexto da disciplina MEC 010 - Transferência de Calor, considerando um trocador de calor como estudo de caso. A partir disso, faz-se tomadas de decisões, cálculos e discussões com os conhecimentos de engenharia obtidos anteriormente e pelos que são adquiridos no processo.

1.3.2 Objetivo Específico

Através das tarefas dispostas, tem-se por objetivo definir um método capaz de descrever as características de um trocador de calor real, passando por escoamento, calor e pressão, podendo também realizar uma investigação da eficácia do respectivo aparelho. Fomenta também o pensamento crítico dos autores, forçando a avaliar os resultados obtidos ao mesmo tempo que promove o contato com ferramentas computacionais em linguagem de programação de alto nível própria do software *EES®* e aplicadas nas melhores instituições de ensino acadêmico do mundo, nacional e internacional.

2 - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Um equipamento do tipo trocador de calor, conforme [2] (Çengel, 2007, p.609), é um dispositivo que promove e facilita a troca de calor envolvendo dois fluidos com diferentes temperaturas e uma parede sólida como divisória entre eles, o que o difere das câmaras de mistura que permitem o contato entre os fluidos.

Nesse caso, o principal modo de transferência de calor presente durante esse processo é a convecção, mas também ocorrendo condução pelo contato com a parede.

Assim, a contabilização de todos os mecanismos ocorre pelo parâmetro denominado coeficiente global de transferência de calor, U , representando todas as contribuições.

A partir dessa base, pode-se construir conhecimentos mais aprofundados quanto aos trocadores de calor.

2.1 Categorização dos Trocadores

Devido a alta variação de aplicação do dispositivo ao longo dos anos, foram implementadas diversas variações de projeto, o que culminou na necessidade de tipificar formalmente cada característica particular.

Dessa forma, torna-se mais fácil, também, definir o melhor trocador para determinado cenário de uso. Alguns autores não trazem as classificações e outras classificam de formas levemente diferentes, abaixo são definidas as principais categorias encontradas na literatura, mantendo coerência com as duas principais literaturas do trabalho, [1, 2].

2.1.1 Aspectos Construtivos

Pode-se diferenciar os trocadores de calor em função de sua construção, principalmente em relação a geometria de seus condutos. Entre eles, estão os trocadores tubulares, de placas planas e de superfícies estendidas. Com o emprego de tubos, um bom exemplo e muito citado na referência [1] (Incropera), são os de tubos concêntricos, figura 1.

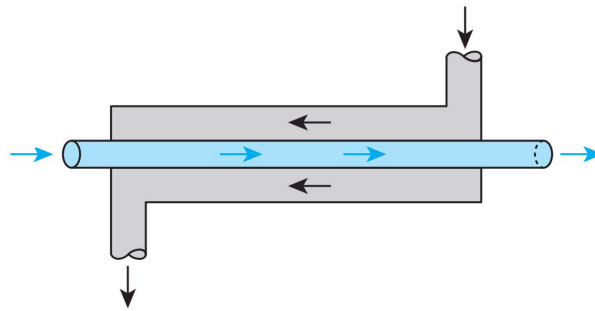


Figura 1 – Exemplificação de Tubos Concêntricos

Fonte: Çengel [3], Adaptado.

Também chamado de bitubular ou tubo duplo, nele vê-se dois tubos em relação de posicionamento por concentricidade. Um fluido escoar interno a ambos os tubos, enquanto um segundo permanece externo ao menor e interno ao de maior, que funciona como um casco. Ele permite dois arranjos de escoamento, como será definido na subseção 2.1.3.

É o tipo mais simples de trocador. A resistência que a transferência de calor encontra é basicamente a parede do tubo que separar os fluidos em escoamento.

Uma extensão desse sistema, é o de casco e tubos. No qual o posicionamento dos fluidos são análogos, porém, agora com maior número de tubos (podendo ser na casa de centenas). Segundo [2] (Çengel, 2007, p.611), esse é o tipo de trocador mais comum na indústria, apesar de nos âmbitos automotivo e aeronáutico não ser comum sua utilização devido aos fatores de dimensão e massa. Este também é um bom exemplo para classificação quanto ao número de passes, vide 2.1.4.

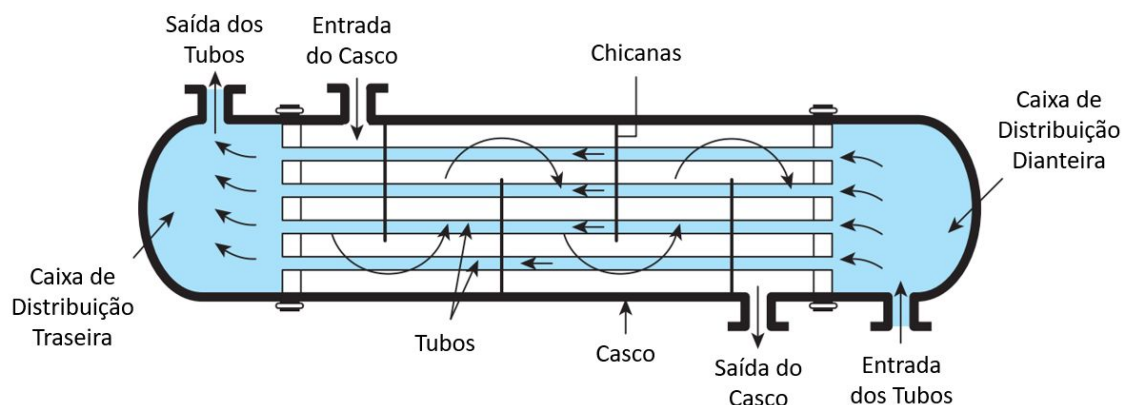


Figura 2 – Exemplificação de Casco e Tubos

Fonte: Çengel [3], Adaptado.

Eles possuem a flexibilidade de serem usados com líquidos, gases ou vapores, agindo como condensador ou vaporizador e ainda em orientação vertical ou horizontal.

Por fim, dentro dos trocadores tubulares, cita-se o do tipo serpentina. Ele consiste na organização das serpentinas dentro de um tanque/casco, mas pode ser também de forma plana, como nas aplicações em refrigeradores.

Possui a vantagem de ter uma grande superfície e ainda assim ser compacta, conforme [4] (Marianne, 2019, p.11). Pela mesma referência, sabe-se que esta configuração apresenta alto desempenho pelo fato de haver uma força centrífuga ao longo do tubo devido à curvatura do espiral, o que promove um fluxo secundário e portanto eleva a taxa de transferência de calor. Ainda, há facilidade na montagem e os processos de transferência são nitidamente observáveis.

A figura 3 ilustra o sistema de forma simplificada, trocadores tubulares, e com aparência para facilitar a visualização. Foi modelado no ambiente de desenho de um *software CAD* de modelagem 3D e renderizado para aproximar-se de um aspecto mais realista. Trata-se apenas de um esquema representativo.

Figura 3 – Exemplificação de Serpentina

Fonte: Acervo pessoal do autor, 2021.

Os trocadores de calor também podem ser baseados em placas e não mais em tubos. Segundo [2] (Çengel, 2007, p.612), este tipo de placa e quadro é inovador e de aplicação generalizada.

Nessa configuração os fluxos são opostos e passantes em placas paralelas e montadas de forma sequencial, sendo feitas de material dúctil, que passa por laminação e prensagem, [4] (Marianne, 2019, p.6). Os fluidos passam em orifícios posicionados nas extremidades, de forma que cada componente frio é cercado por dois componentes quentes, contribuindo para elevar a taxa de transferência de calor.

Tal tipo é demonstrado na figura 4 que ilustra a vista explodida de um modelo *PHE* da empresa Alfa Laval®.

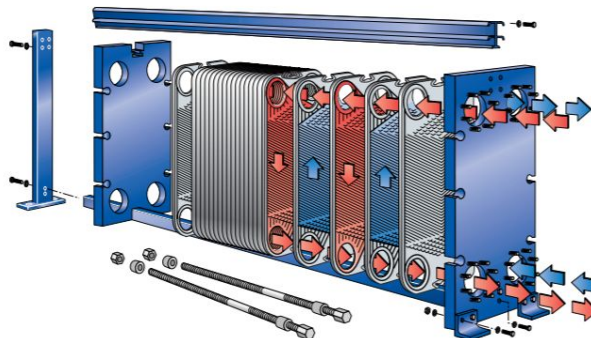


Figura 4 – Exemplificação de Placa e Quadro

Fonte: Alfa Laval [5]

Uma excelente vantagem do trocador de placa é sua manutenção. Resumidamente, tem-se apenas a desmontagem e lavagem individual das placas, enquanto os outros tipos, como de casca e tubo, apresentam um nível de exigência de esforço bem mais elevado.

Para finalizar essa categoria, apenas cita-se a existência de trocadores de superfície estendida, conhecidos também por aletados, bem representados na literatura [1] (Incropera, 2008, p.1188). Neles, os núcleos possuem aletas (sejam elas circulares, planas e etc.), com o intuito comum de intensificar a transferência de calor do sistema, após análise de efetividade.

2.1.2 Processo de Transferência

Nesta classificação o atributo é quanto ao contato dos fluidos sujeitos a transferência de calor inseridos no sistema do trocador de calor.

Sendo bem simples, esse critério apenas estabelece que quando há fluidos que possuem contato entre si, ou seja, não há corpo algum impedindo de se misturar, e estes estão sujeitos à mudança de temperatura, o trocador correspondente é denominado por trocador de contato direto. Caso contrário, é nomeado de trocador de contato indireto, na presença de uma superfície sólida, como foi visto no caso do bitubular.

2.1.3 Arranjo de Escoamento

Também de forma direta, essa especificação avalia o comportamento do escoamento dos fluidos internos ao mecanismo. Caso possuam mesma direção e mesmo sentido o fluxo é paralelo, os fluidos entram pela mesma extremidade e saem em uma outra (não necessariamente pelo mesmo conduto). Se o sentido de um deles é invertido, mantendo apenas a direção como coincidente, o fluxo é chamado de contracorrente. Ambos os casos são facilmente avistados na figura 5 abaixo.

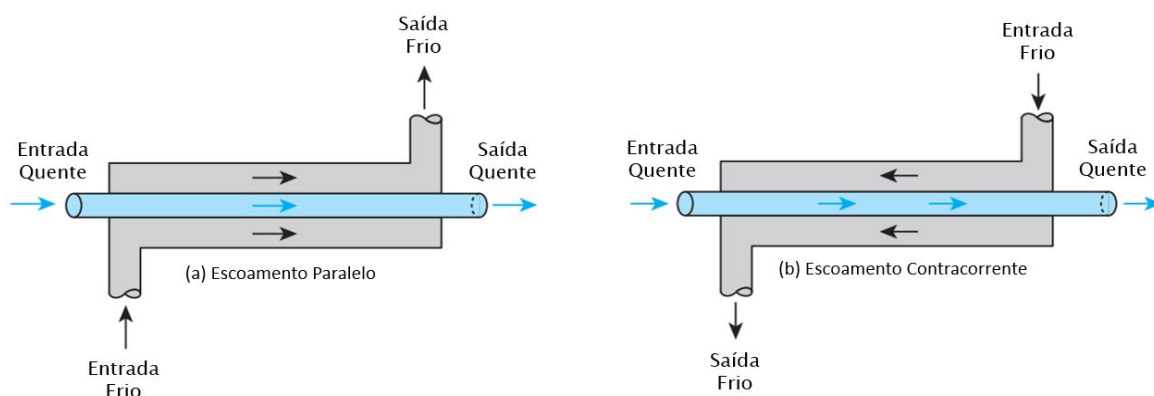


Figura 5 – Tipos de Trocador a Partir do Sentido do Fluxo

Fonte: Çengel [3], Adaptado.

Uma análise pode ser feita ao plotar um gráfico da temperatura do fluido quente e frio em função de sua posição ao longo do trocador. No escoamento paralelo, figura 6.(a), vê-se um grande delta de temperatura no início do processo de transferência de calor, finalizando com uma proximidade entre elas ao final da passagem no trocador.

Enquanto que no escoamento contracorrente, figura 6.(b), o delta se mantém aproximadamente constante ao longo de todo comprimento do trocador. Nos pontos iniciais e finais, ambos os fluidos estão, respectivamente, na máxima ou na mínima temperatura no caso (b), enquanto não há essa relação de igualdade para o caso (a).

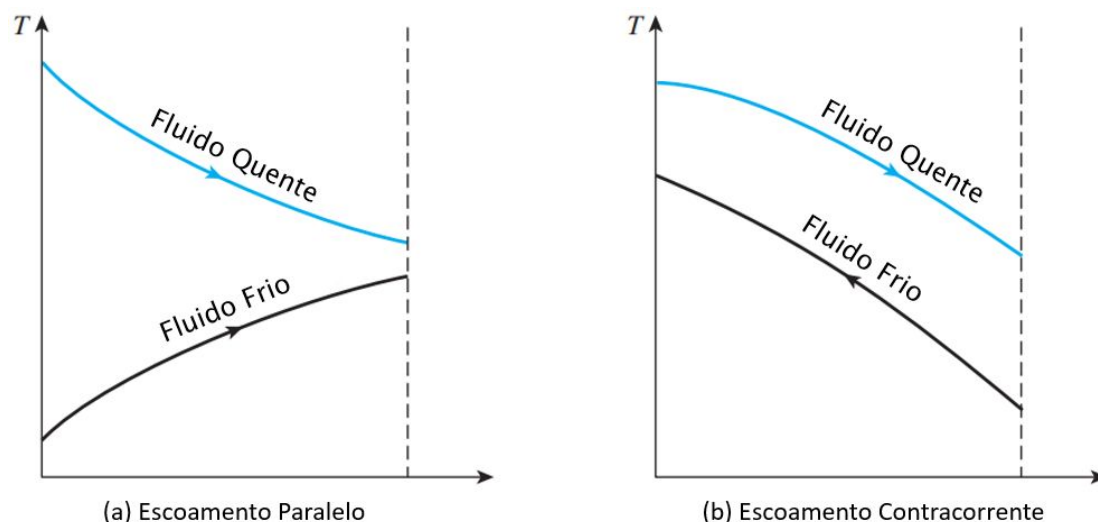


Figura 6 – Comportamento da Temperatura para Cada Fluxo
 Fonte: Çengel [3], Adaptado.

Há também um terceiro tipo ainda, o escoamento cruzado, no qual os fluidos possuem fluxos ortogonais entre si. Dentro deste tipo, pode-se classificar em misturados e não-misturados. Para o caso que haja ordenamento do fluxo por algum canal, nomeia-se o não-misturado, e se o escoamento por livre, sem restrição, é o escoamento cruzado misturado.

2.1.4 Passe do Fluido

A atuação avaliada é a quantificação dos números de passes que o fluido realiza desde sua entrada até sua saída do trocador.

Para fazer a contagem, utiliza-se uma seção transversal ao dispositivo que contém os condutos tubulares/planos do trocador. O caminho do fluido passa necessariamente ao menos uma vez nessa seção e, caso passe uma vez apenas, é chamado de passe simples, caso seja duas ou mais, é denominado passes múltiplos.

Entretanto, vale esclarecer que a tipificação no passe pode ser feita individualmente quanto ao componente em análise, logo, pode, a título de exemplificação, ser passe simples no casco e múltiplo no tubo.

2.1.5 Fase dos Fluidos

A classificação é bem simples, e se relaciona apenas aos estados em que se

encontram os fluidos. Podendo ser gás-gás, líquido-líquido ou gás-líquido.

2.1.6 Modos de Transferência

No caso líquido-líquido ou gás-gás (qualquer que não haja mudança de fase), o trocador pode ser enquadrado como aquecedor ou resfriador. Caso haja mudança de fase, é tido como condensador ou evaporador, conforme sentido da transição.

3 - MEMORIAL DE CÁLCULOS

3.1 Pré-Projeto

O trocador de calor apresentado na figura 07, da empresa Apema®, trata-se de um equipamento que tem como finalidade ser aplicado em conjunto com um subsistema de suspensão veicular, monofluxo, conforme pré-apresentação realizada em um momento inicial para escolha dos trocadores de calor com aplicações criativas e inusitadas solicitado pela orientadora.

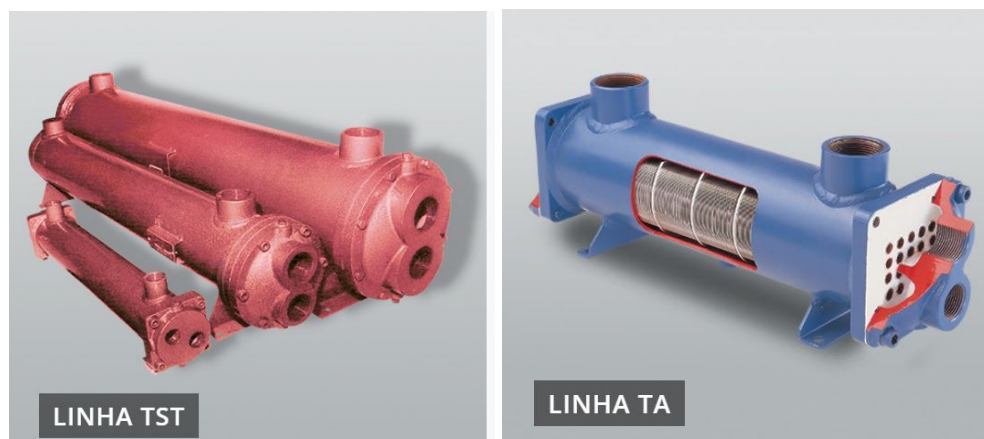


Figura 7 – Imagem ilustrativa do trocador de calor objeto de estudo.

Fonte: Apema® [7] e Acervo pessoal.

Os modelos disponíveis escolhidos são da linha TST ou TA¹, pois ambos são apropriados para nosso estudo de caso, pois sua aplicação é diversificada para diferentes tipos de fluidos como: óleo/água, água/vapor, água/água, vapor/líquido, etc. Assim, propõe-se testar ao longo do estudo qual apresenta a melhor característica técnica para nossa aplicação.

Nesse contexto, a ideia inicial é utilizar esse equipamento para manter o óleo do amortecedor de um veículo dentro de uma faixa apropriada de temperatura a fim de manter suas características operacionais de amortecimento, pois segundo estudos científicos amortecedores quando submetidos a elevados níveis de estresse perdem suas características de amortecimento, prejudicando a dinâmica do veículo, o que é nocivo especialmente para carros de competição.

¹ Trocador de calor de concepção adotado pelos autores para estudo de caso de comportamento térmico.

Assim, para um pré estudo de caso, aplica-se a água de arrefecimento de um motor de ignição por faísca (MIF) para retirar o calor excedente do óleo do amortecedor a fim de preservar suas características de amortecimento evitando vibrações mecânicas indesejadas.

Caso seja verificado que o fluido frio, água, não retira o calor da maneira desejada, esse será substituído totalmente por ar atmosférico a alta velocidade, visto que o veículo desloca-se em elevadas velocidades pela pista de competição.

Nesse contexto, abaixo são apresentados alguns dos parâmetros de operação e geométricos do trocador de calor do tipo casca e tubos escolhido para estudo de caso, contendo informações do tipo: faixas de temperaturas de ambos os fluidos, vazões e principais dimensões do trocador, entre outros.

1 - Características do Fluido de Resfriamento Utilizado, Água:

- Temperatura média de entrada do fluido: 35 °C
- Temperatura média de saída do fluido: 70 °C
- Calor específico do fluido constante: 4191 J/kg.K
- Viscosidade do fluido constante²: 389×10^{-6} N.s/m²
- Vazão de operação estimada: 0.39 kg/s
- Condutividade térmica média: 0.6333 W/m-K

Como dito anteriormente, a utilização do fluido refrigerante proposto é associar o sistema de arrefecimento do sistema de trem de força do carro. As temperaturas foram estimadas com base em um radiador automotivo comum, a válvula termostática controla a entrada da água oriunda do bloco do motor que chega a este trocador em torno de 70 °C, conforme [10] (Lima, p.2) sendo resfriado a partir dessa temperatura inicial.

A vazão mássica foi determinada considerando uma rotação média de 5 mil rotações por minuto, e fazendo a análise do gráfico da referência [8] (Kuntzer, 2015, p.44), que estuda o comportamento de um sistema similar. O restante dos dados são amplamente divulgados por se tratar de um fluido padrão.

² Inicialmente é escolhida uma viscosidade constante para uma pré modelagem numérica, porém conforme a variação da temperatura pelo software *EES*® em implementações futuras devido a utilização de uma função automatizada, será possível determinar seus diferentes valores para estudo de caso.

2 - Características do Fluido Quente, Óleo SAE 10W-30, a ser Resfriado:

- Temperatura média de entrada do fluido: 110°C
- Temperatura média de saída do fluido: 100°C
- Calor específico do fluido constante: 2500 J/kg.K
- Viscosidade do fluido constante: 4×10^{-2} Ns/m²
- Vazão Mássica: 2.31 kg/s
- Condutividade³ térmica média aproximada: 0.1308 W/m.k

Por se tratar de um óleo atuante no amortecedor, nada mais justo que utilizar de base a referência [9], "*The Shock Absorber Handbook*". Segundo o autor, as fabricantes garantem desempenho satisfatório até 130 °C (Dixon, 2008, p.169), porém, como em carros de competição a temperatura é um parâmetro muito nocivo, faz-se um rigor maior para limite de até 110 °C. A temperatura de saída é baseada na condição ideal de performance do projeto do amortecedor, que é função da viscosidade específica que torna o conjunto vibratório apto às solicitações, mantendo o amortecimento na faixa adequada.

O calor específico e a viscosidade também foram determinadas pela mesma citação, (Dixon, 2008, p.215 e p.175). A determinação do óleo em específico seguiu a linha da referência [11] que o escolheu para uma mesma aplicação fora de estrada.

A vazão foi definida ao assumir a compressão do amortecedor sendo propriamente a bomba que movimenta o fluido entre ele, as conexões e o trocador. Foi encontrada ao definir um modelo de 2 graus de liberdade, representando as respectivas parcelas da massa suspensa (chassi e piloto) e a não-suspensa (montante da roda) em um eixo (dianteiro ou traseiro). Por essa análise, tem-se duas equações diferenciais ordinárias de segunda ordem e lineares, podendo ser resolvidas pelo método de Lagrange, de Newton, por espaço de estados ou função de transferência. Como a análise foge do escopo da disciplina, resolveu-se por espaço de estados e integração numérica com a entrada de um degrau (*step*).

³ O valor da condutividade térmica adotado é uma média para óleos sintéticos SAE, pois não foi encontrado material técnico assertivo para o produto utilizado. Os fabricantes não disponibilizam a informação até o presente momento.

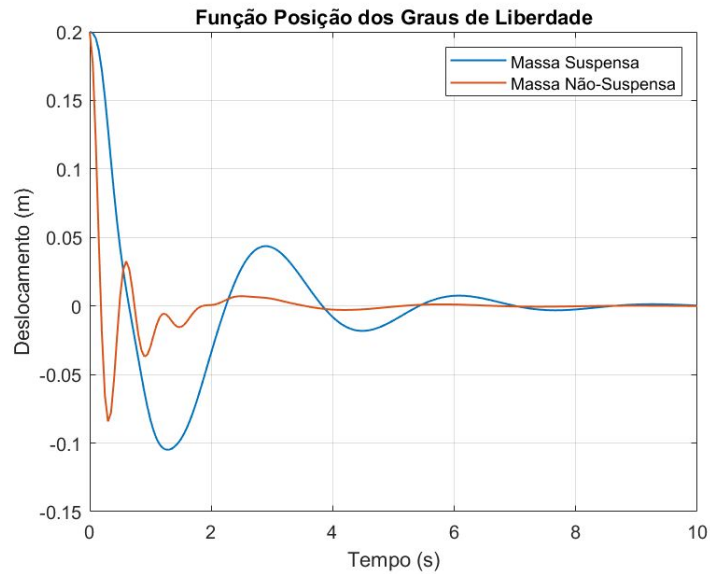


Figura 8 - Função Deslocamento das Massas

Fonte: Acervo pessoal do autor, 2021

Então, obteve-se as posições das massas, conforme Figura 8.

A derivada da função diferença dos deslocamentos, resulta na velocidade do amortecedor, visto que é preciso adotar um sistema de referência inercial coerente. O deslocamento puro do amortecedor é feito pela compensação de cada posição dos graus de liberdade.

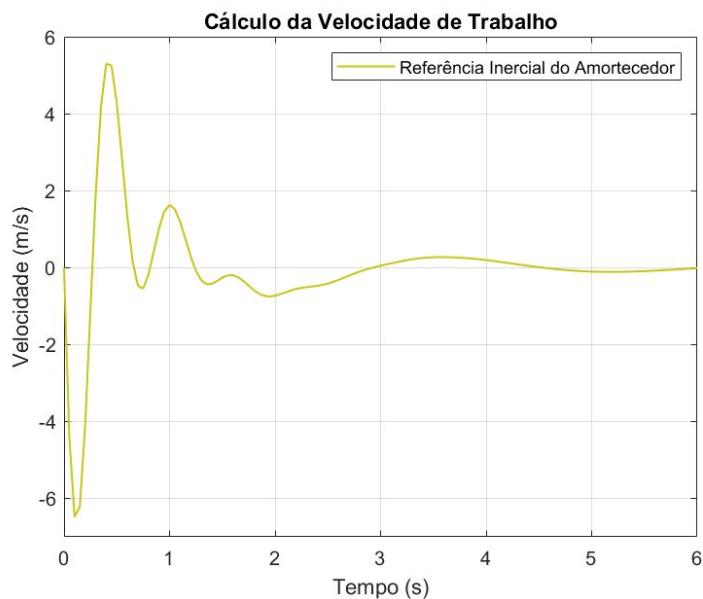


Figura 9 - Derivada dos Deslocamento do Amortecedor

Fonte: Acervo pessoal do autor, 2021

Vê-se que quando muito solicitado, apresenta velocidade média em torno de 5.3 m/s, neste momento em que se há interesse de introduzir um trocador. Pela equação da vazão mássica, o produto entre massa específica, velocidade e área, obteve-se o apresentado anteriormente. Considerando área da tubulação de 25.4 mm de diâmetro, por critérios comerciais e de acordo com o modelo do amortecedor, vide Figura 10 e massa específica comum de óleos de 860 kg/m³, segundo [9] (Dixon, 2008, p.171).

3 - Informações Técnicas do Trocador de Calor Conforme Fabricante:

Modelo TST:

Modelo TST	Área de Troca (m ²)	Chicanas	Número de Tubos	Dimensões em mm												Conexões BSP			Vazão de Óleo (l/h)		Vazão de Água 2 Passes (l/h)		Vazão de Água 4 Passes (l/h)	
				A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	Casco	Tampa 2P	Tampa 4P	Min	Max	Min	Max	Min	Max
30-2	0,1	3	14	300	157	157	63	124	237	50	70	40	-	62	62	1/2"	1/2"	-	300	600	1010	2520	-	-
40-2	0,14	5	14	400	257	257	63	124	337	50	70	40	-	62	62	1/2"	1/2"	-	360	720	1010	2520	-	-
50-2	0,18	5	14	500	357	357	63	124	437	50	70	40	-	62	62	1/2"	1/2"	-	400	800	1010	2520	-	-
60-2	0,22	7	14	600	457	457	63	124	537	50	70	40	-	62	62	1/2"	1/2"	-	440	880	1010	2520	-	-
40-3	0,3	3	30	400	240	240	89	150	340	76	100	45	-	70	70	3/4"	3/4"	-	500	1000	2160	5400	-	-
50-3	0,4	5	30	500	340	340	89	150	440	76	100	45	-	70	70	3/4"	3/4"	-	600	1200	2160	5400	-	-
60-3	0,48	5	30	600	440	440	89	150	540	76	100	45	-	70	70	3/4"	3/4"	-	700	1400	2160	5400	-	-
75-3	0,62	7	30	750	590	590	89	150	690	76	100	45	-	70	70	3/4"	3/4"	-	800	1600	2160	5400	-	-
50-4	0,55	3	44	500	270	270	114	180	410	100	123	55	42	83	83	1"	1"	3/4"	1000	2300	3200	5400	-	-
60-4	0,68	5	44	600	370	370	114	180	510	100	123	55	42	83	83	1"	1"	3/4"	1060	2450	3200	7920	1600	3960
75-4	0,88	5	44	750	520	520	114	180	660	100	123	55	42	83	83	1"	1"	3/4"	1400	3400	3200	7920	1600	3960

Modelo TA:

Modelo TA	Área de Troca (m ²)	Vazão Óleo l/min. min./max.	Capacidade KW min./max.	p Óleo bar min./max.	Dimensões em mm												Conexões	
					A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K		Casco	Casco
30-2-2	0,54	16/58	1,4/4,5	0,1/1,3	395	222	222	63	123	300	50	70	40	62	61		1"	1/2"
50-2-1	0,90	21/70	5,4/7,8	0,2/1,3	595	422	422	63	123	500	50	70	40	62	61		1"	1/2"
50-3-2	1,25	30/115	5,4/13,8	0,1/1,1	592	405	405	89	144	500	76	100	45	70	74		1,1/4"	3/4"
75-3-1	1,87	38/130	15/21,6	0,2/1,3	842	655	655	89	144	750	76	100	45	70	74		1,1/4"	3/4"
50-4-2	2,52	50/180	14,4/24,0	0,1/1,0	622	405	405	114	171	500	100	123	55	83	88		1,1/2"	1"
75-4-1	3,78	62/200	27,6/38,0	0,2/1,4	872	655	655	114	171	750	100	123	55	83	88		1,1/2"	1"
75-5-2	5,13	80/280	27/49,5	0,1/0,8	893	636	636	140	213	750	135	170	70	115	98		2"	1,1/2"
120-5-1	8,22	110/350	60/84	0,2/1,3	1343	1086	1086	140	213	1200	135	170	70	115	98		2"	1,1/2"
120-6-2	11,70	160/420	66/99	0,2/1,3	1382	1064	1064	165	254	1200	170	212	80	128	126		2,1/2"	1,1/2"
150-6-2	14,52	200/500	117/153	0,3/1,4	1682	1354	1354	165	254	1500	170	212	80	128	126		2,1/2"	1,1/2"
120-8-2	15,93	260/640	117/153	0,2/0,8	1378	1018	1018	219	303	1200	190	250	110	150	153		3"	2"
190-8-1	25,22	340/900	207/264	0,3/1,6	2078	1718	1718	219	303	1900	190	250	110	150	153		3"	2"

Tabela 1 - Informações Construtivas e Dimensionais Modelo TST e TA

Fonte: Catálogo Apema [7]

- Material do casco: Ferro Fundido
- Material das tubulações: Cobre
- Calor específico do cobre: 385 J/kg.K
- Condutividade térmica: 401 W/m.K

- Densidade do cobre: 8933 kg/m³
- Área superficial disponível do tubo de trocador de calor: 2,52 m².
- Coeficiente global de transferência de calor constante, estimado Tabela 11.2 da referência [1] (Incropera, 2014, p.1190):

Combinação de Fluidos	U (W/(m ² · K))
Água para água	850–1700
Água para óleo	110–350
Condensador de vapor de água (água nos tubos)	1000–6000
Condensador de amônia (água nos tubos)	800–1400
Condensador de álcool (água nos tubos)	250–700
Trocador de calor com tubos aletados (água nos tubos, ar em escoamento cruzado)	25–50

Tabela 2 - Valores do Coeficiente Global de Transferência de Calor

Fonte: Incropera [1]

OBSERVAÇÃO: O modelo⁴ de trocador escolhido está em definição, pois há espaço disponível máximo no veículo de 650 mm, por conta disso os modelos candidatos são: TST30-2, TST40-2 ou TST40-3 e TA50-40-2. Este último possui uma proporção muito elevada de área de troca / comprimento, sendo então, a melhor e mais eficiente escolha.

4 - Simplificações adotadas para modelagem computacional:

- Fator de deposição representativo segundo Incropera, Óleo combustível $R_d = 0,0009$ (m².K/W). Sendo aplicado este valor para a parte interna da tubulação. Para a parte externa, por falta de referência aplicou-se o mesmo valor, porém por se tratar de um software, posteriormente poderá ser substituído por um valor mais apropriado.
- Não existe mudança de fase durante o processo para ambos os fluidos.
- Energia cinética e potencial são desprezíveis.

⁴ Mais informações do catálogo utilizado para consulta técnica dos modelos de trocador podem ser acessadas em: <https://www.apema.com.br/produtos-detahes/trocadores-de-calor-casco-e-tubos/>

- Estimado que é desprezível a troca de calor do trocador com a vizinhança: 0
- Outras estimativas serão realizadas conforme o desenvolvimento do estudo de caso.

A figura 8, apresenta uma modelagem simples somente da ideia apresentada do montante, a ligação de um amortecedor com um trocador de calor genérico para maior ilustração do que está sendo proposto.

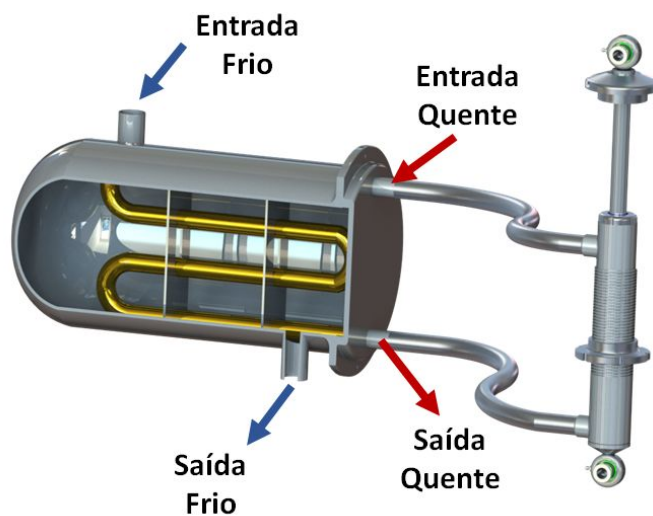


Figura 10 – Subsistema ilustrativo do sistema de estudo de caso proposto.

Fonte: Acervo pessoal do autor, 2021.

3.2 Modelo Matemático

O modelo matemático estimado para o tipo de trocador escolhido é apresentado no livro de Incropera, não havendo necessidade de pesquisas mais profundas para esse estudo de caso inicial de projeto térmico de concepção acadêmica.

Assim, para a etapa de pré-projeto térmico de concepção será considerado parâmetros concentrados, propriedades constantes e regime permanente para a dedução das equações abaixo:

- **Balances de Massa e Energia**

Abaixo é apresentada a equação desenvolvida que servirá de referência para o código proposto.

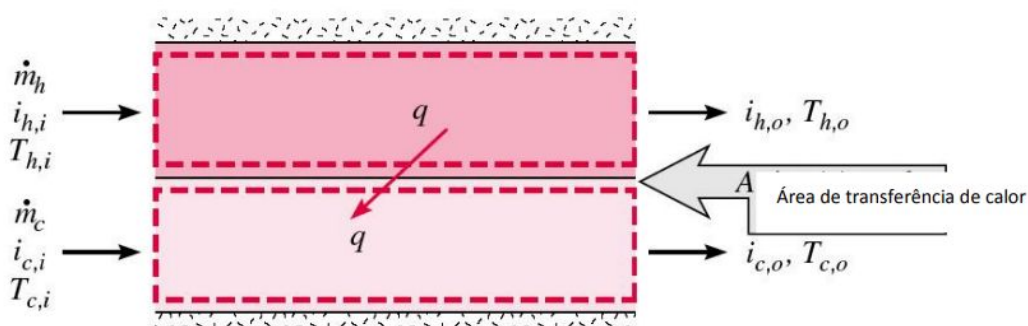


Figura 11 - Imagem ilustrativa da ideia da troca de calor entre os fluidos .

Fonte: Incropera [1].

Como simplificação do modelo matemático de cálculo para fins acadêmicos é considerado que o fluido frio que irá passar pelo casco do trocador de calor casco e tubo não troca calor com a vizinhança. Essa simplificação servirá além de facilitar nossas análises, funciona como um fator de segurança que não está sendo contabilizado, pois compreende-se que isso ajuda na dissipação de calor do fluido quente.

Assim, para a idealização proposta na figura acima e dadas as simplificações teóricas informadas, considerando que a taxa de entrada de energia é igual a de saída, e estimando desprezível a energia potencial e cinética, as taxas de troca de

calor dos fluidos são proporcionais, logo a equação de energia será a apresentada abaixo:

$$q = \dot{m}_q(h_{q,ent} - h_{q,sai})$$

$$q = \dot{m}_f(h_{f,sai} - h_{f,ent})$$

Equação 1 - Determinação da taxa de transferência de calor.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Para o estudo de caso inicial os fluidos, quente e frio, não passam por mudança de fase. Dessa forma, é admitido inicialmente que o calor específico é constante ao longo do caminho percorrido pelo veículo de competição, nesse caso as expressões podem ser reescritas da forma indicada abaixo.

$$q = \dot{m}_q C_{p,q}(T_{q,ent} - T_{q,sai})$$

$$q = \dot{m}_f C_{p,f}(T_{f,sai} - T_{f,ent})$$

$$q = \dot{m}_f C_{p,f}(T_{f,sai} - T_{f,ent}) = \dot{m}_q C_{p,q}(T_{q,ent} - T_{q,sai})$$

Equação 2 - Determinação do balanço de massas.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Com essa expressão e sabendo os parâmetros que deseja-se manter para que o fluido quente tenha um comportamento adequado às necessidades do veículo de competição, é determinada a taxa de vazão mássica do fluido frio (água) que precisa entrar no trocador a temperaturas pré estabelecidas por ensaios *in loco* a fim de obter-se o fluido quente em uma faixa de temperatura desejada. O valor é determinado no código desenvolvido no *EES®* e Matlab, presente no Apêndice A.

• Equações da Taxa de Transferência de Calor

Uma alternativa para determinação da taxa de transferência de calor é justamente aplicando a equação já apresentada para o balanço de massa e energia. Outra opção viável é considerar a média de temperatura dos fluidos como apresentada abaixo pelo índice Delta.

Assim, aplicando o coeficiente global de transferência de calor U_p de projeto determinado no item de equação do coeficiente de troca de calor, ou utilizando um valor estimado pré determinado como apresentado na tabela 02, e utilizando a área de troca de calor da tubulação conjugado com o valor médio da temperatura é possível encontrar um valor mais assertivo para a taxa de transferência de calor conforme indicado abaixo:

$$q = U_p A \Delta T_{ml}$$

Equação 3 - Determinação da taxa de transferência de calor.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Sendo o valor médio da temperatura determinado pela expressão:

$$T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad \begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{q,e} - T_{f,s} \\ \Delta T_2 &= T_{q,s} - T_{f,e} \end{aligned}$$

Equação 4 - Determinação do valor médio de temperaturas.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Nesse caso, como se trata de um trocador de calor, casca e tubo com mais de um passe e escoamento contracorrente, é preciso aplicar uma correção na temperatura por um fator adimensional F_t . Essa correção é apresentada na seção 11.1 do livro texto [1].

Essa seção solicita que seja realizada uma análise gráfica por meio de dois parâmetros, S e R , e após sua marcação do gráfico disponibilizado é possível determinar o valor de F_t .

Uma alternativa à visualização gráfica, já que é necessário o desenvolvimento de um programa é utilizar a expressão abaixo que já determina o valor de F_t , assim o código pode ser processado independente de uma avaliação visual.

$$R = \frac{T_{f,e} - T_{f,s}}{T_{q,s} - T_{q,e}}$$

$$S = \frac{T_{q,s} - T_{q,e}}{T_{f,e} - T_{q,e}}$$

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 - 1} \ln(1 - S) / (1 - RS)}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}}$$

Equação 5 - Determinação fator de correção do valor médio de temperaturas.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Assim, após determinação do fator F_t , deve ser corrigida a variação da temperatura conforme indicada abaixo:

$$\Delta T_{ml} = T_{ml} \cdot F_t$$

Equação 6 - Correção do valor médio de temperaturas.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Em resumo, por meio dessas expressões e com a área do trocador de calor fornecido pelo fabricante, conforme o modelo escolhido, e fazendo uma análise mais aprofundada do valor para o global de transferência de calor de projeto (U_p), conforme indicado nas próximas seções de equações, pode-se recalculer o valor da taxa de transferência de calor do sistema proposto.

Essa consideração é muito interessante quanto se tem as temperaturas de entrada e saída reais do trocador de calor, sendo isso possível sua medição através de ensaios de laboratório ou *in loco* no local de instalação do trocador em operação.

• Equação de Desempenho do Trocador

Para o item de checagem do desempenho do trocador será utilizado o método e-NUT, proposto pela principal referência do trabalho Incropera [1].

Primeiramente, estabelece-se as capacidades caloríficas para ambos os fluidos, sendo o produto entre as vazões mássicas e o calor específico. No cálculo estabelecido pelo Incropera, o NUT, Número de Unidades de Transferência, utiliza o denominado C_{min} , que consta a capacidade referente ao fluido frio (para o trocador em específico deste trabalho). Seu valor encontrado é 1673 W/K. O C_{max} , seguindo a mesma lógica, é 5775 W/K.

$$C_{min} = C_f = c_{p,f} \cdot \dot{m}_f \quad C_{min} = 1673 \text{ W/K}$$

$$C_{max} = C_q = c_{p,q} \cdot \dot{m}_q \quad C_{max} = 5775 \text{ W/K}$$

Equação 7 - Verificação da capacidade calorífica dos fluidos.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,2896$$

Equação 8 - Determinação do Cr.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

A efetividade é a relação entre a taxa de transferência de calor real, a efetiva que ocorre no trocador proposto e a taxa de transferência de calor máxima possível. A real foi equacionada e calculada na seção anterior, sendo função da vazão mássica do fluido, temperaturas de operação do trocador de calor específico.

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})$$

$$q_{max} = 125451 \text{ W}$$

Equação 9 - Determinação da taxa de transferência de calor máxima.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

A efetividade retrata o quão próximo o trocador está de todo o potencial possível de transferência de calor, portanto, fica em um intervalo bem definido de [0,1], sendo relativamente análogo ao raciocínio de rendimento.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}$$

$$\varepsilon = 0,4603$$

Equação 10 - Determinação da efetividade.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Utiliza-se da relação proposta na referência [1] para o cálculo do NUT, sendo função do coeficiente global de transferência de calor U_p , área de troca A_s catalogada e a capacidade calorífica mínima C_{min} .

$$NUT = \frac{U_p \cdot A_s}{C_{min}} \quad NUT = 0,11$$

Equação 11 - Determinação do Número de Unidades de Transferência (NUT)

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

O que indica que o fluxo cruzado tornaria o trocador mais eficiente, como era esperado dado a leitura de literaturas relacionadas ao assunto. Não houve na referência principal, maiores tratativas quanto ao baixo valor de NUT encontrado.

- **Equações do Coeficiente de Troca de Calor (Coeficiente Global de Transferência de Calor)**

Abaixo é apresentado a equação desenvolvida que servirá de referência para o código proposto, essa equação de determinação do coeficiente global de transferência de calor de projeto, U_p , busca relacionar parâmetros de importância próprios de nosso trocador como: coeficiente convectivo interno (h_i), fator de deposição interno ($R_{d,i}$), fator de deposição externo ($R_{d,e}$), coeficiente de condução da tubulação de cobre (k) e coeficiente convectivo externo (h_e).

Em resumo, o coeficiente global de transferência de calor de projeto que será adotado para nosso estudo de caso é o interno (U_i), esse será determinado pela expressão.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e}$$

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi KL} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e}$$

$$U_i = \frac{1}{A_i * \left(\frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi KL} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \right)}$$

$$A_i = 2D_i L$$

$$A_e = 2D_e L$$

Equação 12 - Determinação do coeficiente de troca de calor de projeto $U=U_p$.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Em relação a determinação do coeficiente global de transferência de calor de projeto interno em relação às características técnicas de diâmetro da tubulação informada no catálogo do fabricante Apema®, para o modelo TA 50-40-2 o valor encontrado é de aproximadamente de 63,63 [W/K.m²] para a primeira etapa de pré-projeto sem uma análise paramétrica.

Fazendo uma avaliação geral do coeficiente global de transferência de calor, este possui sentido físico e está próximo dos valores de referência proposto pelo livro texto utilizado para fluidos envolvendo água e óleo que ficam na faixa de 110 a 350 [W/K.m²]. Assim, é considerado aceitável o valor determinado pelos cálculos no EES®.

Destaca-se que o valor do fator de deposição externo estimado foi igual ao interno, caso no futuro seja encontrado na literatura um valor apropriado os cálculos poderão ser atualizados de forma automática. Assim, na dúvida de não considerar nenhuma unidade preferiu-se estimar um valor, pois caso fosse adotado como zero, o coeficiente global de transferência de calor seria menor e não corresponderia com a realidade.

• Equações da Queda de Pressão

Abaixo é apresentada a equação desenvolvida que servirá de referência para o código proposto, essa equação determina a perda de carga distribuída ao longo de uma tubulação, sendo os seus parâmetros básicos de densidade, velocidade média, diâmetro e comprimento equivalente já previamente informados como dados de entrada, sendo o único fator dependente para ser avaliado consiste no fator de atrito.

Destaca-se que o trocador analisado não possui conexões e outros elementos que possam caracterizar em perdas de carga localizadas, por conta disso é considerado apenas a perda de carga distribuída relacionado ao comprimento total de tubulações.

Nesse caso, basicamente será avaliando o tipo de escoamento do fluido se é do tipo laminar $Re < 2100$, ou turbulento $Re > 2100$.

Caso escoamento laminar, aplicar-se-á a expressão abaixo:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Caso escoamento turbulento, aplicar-se-á a expressão abaixo:

$$f = \frac{1}{4} \left[\log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re_D^{0,9}} \right) \right]^{-2}$$

Equação 13 - Fator de atrito para escoamento laminar ou turbulento.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

$$\Delta P = f \cdot \frac{\rho \cdot u_m^2 \cdot L}{2 \cdot D_i}$$

Equação 14 - Determinação da queda de pressão por atrito.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

3.3 Estudo do Escoamento, Calor e Pressão

Para o fluido interno aos tubos, óleo SAE 10W-30, é verificado o regime de escoamento, através do cálculo do número de Reynolds.

Sabe-se que para a condição de escoamento completamente desenvolvido no interior de um tubo tem-se:

- Regime laminar: $Re \leq 2100$
- Regime de transição: $2100 \leq Re \leq 2300$
- Regime turbulento: $Re \geq 2300$

Assim, ao elaborar os cálculos por meio do programa implementado no *EES®*, contido no Apêndice A, o regime encontrado devido a elevada viscosidade do óleo pode-se considerar laminar, pois o número de Reynolds é aproximadamente $Re = 273,2$ quando o fluido quente percorrer por dentro da tubulação do trocador escolhido.

$$Re = \frac{4 \cdot (\dot{m}/NT)}{\pi \cdot D_{tubo} \cdot \mu}$$

Equação 15 - Determinação do número de Reynolds.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Essa condição de escoamento laminar devido a viscosidade do óleo é extremamente interessante, pois o comportamento do fluido pode ser considerado linear. Por conta disso é possível estimar o número de Nusselt para uma tubulação circular por meio de uma expressão simples, em que se fixa o valor de Nusselt.

Destaca-se que para um escoamento laminar é feita a consideração que o fluido está termicamente desenvolvido com temperatura constante na superfície (INCROPERA et al., 2008), por conta disso pode-se adotar que $Nu_D = 4,36$.

Dessa forma, utilizando uma correlação apropriada para Nusselt, que depende apenas do diâmetro da tubulação e dos coeficientes de condução do óleo e convecção interno, é obtido o valor do coeficiente de transferência de calor médio do escoamento interno de $h_i = 81,47 \text{ [W/Km}^2\text{]}$ conforme a expressão abaixo.

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k_q}{D_i}$$

Equação 16 - Determinação do coeficiente convectivo interno.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Para o fluido externo, é calculado o número de Reynolds e obtido $Re = 75971$, o $Nu = 517,4$ com a correlação específica e coeficiente de transferência de calor convectivo médio, $h_e = 32763 \text{ [W/K.m}^2\text{]}$, calculado pela equação a seguir da referência [1].

$$h_e = \frac{Nu_D \cdot k_f}{D_e}$$

Equação 17 - Determinação do coeficiente convectivo externo.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Detalhando o cálculo do número de Nusselt nesse caso, utilizou-se de uma modelagem em um *software CAD* para realizar um esboço do espaço disponível e estimar os passos laterais e verticais dos feixes tubulares, bem como o diâmetro dos tubos.

Nesse caso, utilizou-se o número de tubos como 30, seguindo um modelo TST similar ao adotado para estudo, e diâmetro de 10 mm com 1 mm de espessura. O diâmetro externo é o catalogado para o casco do modelo definido (cota D da Tabela 1 para TA). Inspirado também, na figura 7.

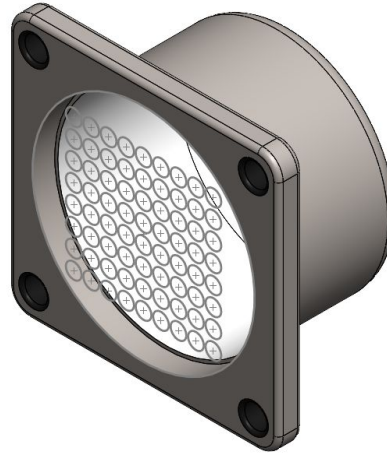


Figura 12 – Esboço da Distribuição e Arranjo Alinhados.

Fonte: Acervo pessoal do autor, 2021.

Tem-se $SL = 11$ mm, $ST = 12$ mm, e número de filas, NF, igual a 9.

Com isso, viu-se que o número de fileiras é 9 e que a proporção entre os passos é próximo de 1. Os coeficientes C_1 , C_2 e m são definidos por valores nas tabelas a seguir, referência [1], que consideram escoamentos cruzados.

$$Nu_D = C_2 C_1 \cdot Re_D^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25}$$

Equação 18 - Determinação do Nud.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Configuração	$Re_{D,máx}$	C_1	m
Alinhados ($S_T/S_L > 0,7$) ^a	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,27	0,63
Alternados ($S_T/S_L < 2$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0,35(S_T/S_L)^{1/5}$	0,60
Alternados ($S_T/S_L > 2$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,40	0,60

Tabela 4 – Tabela de Apoio Para Determinação de C_1 e m .

Fonte: Incropera [1].

Os valores encontrados para C1 e m são 0,27 e 0,63, respectivamente.

N_F	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alinhadas	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Alternadas	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Tabela 5 – Tabela de Apoio Para Determinação de C2 com $N_F < 20$.

Fonte: Incropera [1].

Para C2, adotou-se 0,96, devido ao fato de se ter 9 fileiras e ser de arranjo alinhado.

Assumindo que não há gradientes de velocidade relevantes ($V=1$), ou seja, a máxima é contínua na passagem do casco, pode-se determiná-la com posse dos valores de ST e D. O que resulta em 5,5 m/s.

$$V_{max} = \frac{S_T \cdot V}{S_T - D}$$

Equação 19 - Determinação da velocidade máxima.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

O número de Reynolds para a convecção externa utiliza a relação entre a velocidade máxima de escoamento, o diâmetro externo dos tubos e a viscosidade cinemática.

$$Re = \frac{V_{max} \cdot De_{tubo}}{\nu}$$

Equação 20 - Determinação do número de Reynolds.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Em relação ao cálculo da perda de pressão por atrito para ambos os lados, considerando as correlações específicas para o fator de atrito tem-se: para o primeiro caso de escoamento interno do fluido quente, óleo, como o escoamento é do tipo

laminar, pode-se aplicar uma expressão do Diagrama de Moody para escoamento linear conforme descrito abaixo:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Equação 21 - Determinação do fator de atrito para escoamento laminar.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

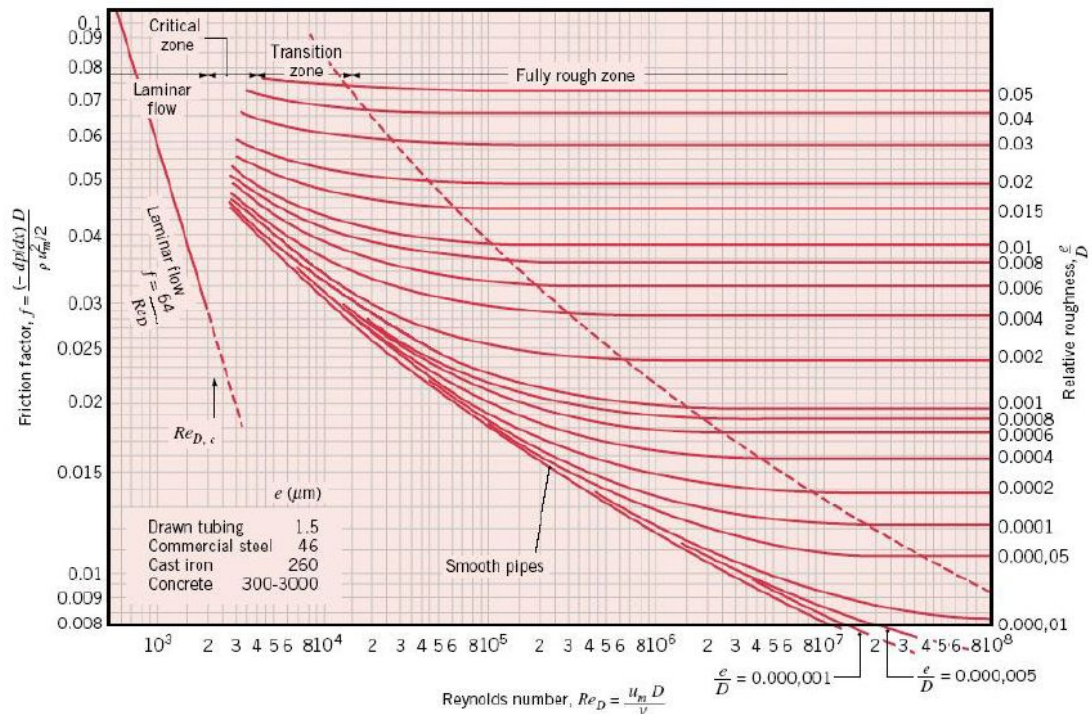


Figura 13 – Diagrama de Moody para determinação do fator de atrito.

Fonte: Acervo pessoal do autor.

Assim, após sua determinação encontrou-se um fator de atrito de 1,68, valor proveniente do programa implementado, com esse valor é determinado a velocidade média de escoamento do fluido quente pela expressão abaixo:

$$u_m = \frac{\dot{m}_q / NT}{\rho A_{ST}}$$

Equação 22 - Determinação da velocidade média.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Nesse caso, por meio dos valores determinados anteriormente e dado os valores disponíveis do comprimento do tubo e diâmetro da seção é determinada a

perda de carga interna pela expressão abaixo, sendo obtido o seguinte valor de perda de pressão $\Delta P_{tubo} = 333606$ Pa, equivalente a 34,02 mca.

$$\Delta P = f \cdot \frac{\rho \cdot u_m^2 \cdot L}{2 \cdot D_i}$$

Equação 23 - Determinação da queda de pressão por atrito

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Para a perda no casco em relação ao tubo, pois foi definido um volume de controle anterior ao término do casco que abrange todos os tubos, é utilizada a relação para âmbito externo. O fator de atrito, f , e o fator de correção, χ , são definidos a partir do gráfico a seguir representado, da referência [1].

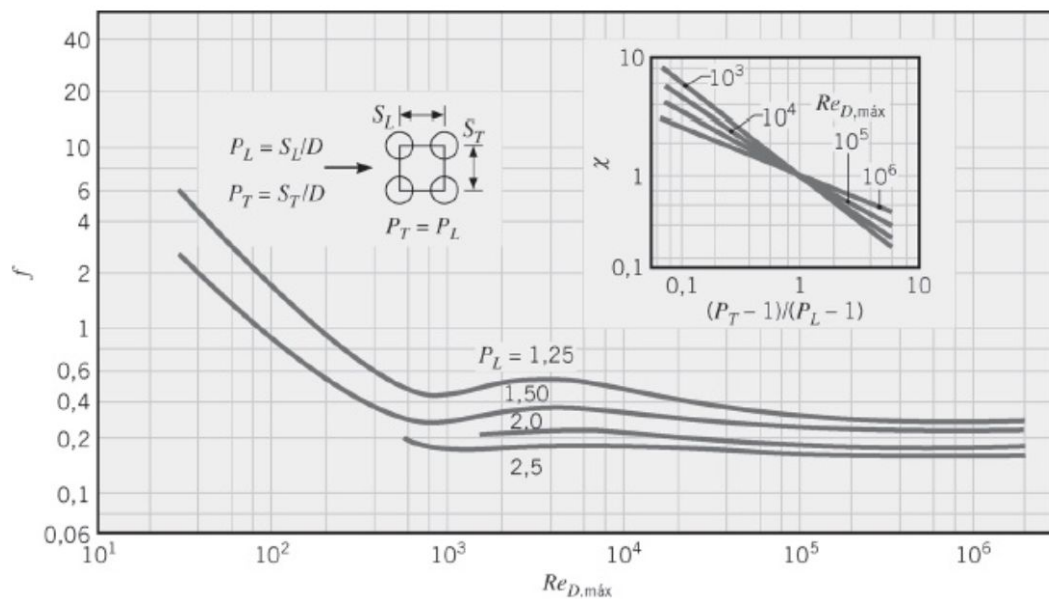


Figura 14 – Gráfico para Determinação dos Fatores de Atrito e de Correção para Feixes Alinhados.

Fonte: Incropera [1].

Ainda, é necessário definir os valores de P_t e P_l , os passos transversais e longitudinais, que são adimensionais.

Equação 24 - Determinação de fatores adimensionais.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Pelo gráfico da Figura 14 então, estabelece-se um fator de correção igual a 1 e um fator de atrito igual a 0,37.

$$\Delta P_f = NF \cdot \chi \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_{max}^2}{2} \right) \cdot f$$

Equação 25 - Determinação da queda de pressão por atrito

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Para um número de feixes igual a 9, utilizando a massa específica da água e a velocidade máxima anterior, tem-se uma perda de carga igual a $\Delta P_{casco} = 49704$ Pa, equivalente a 5,07 mca.

Para maior compreensão dos dados utilizados e cálculos implementados, recomenda-se consultar o Apêndice A do trabalho.

É importante destacar novamente que em relação a perda de carga somente para o casco o presente trabalho desconsidera essa componente pelo fato de não ser contemplada no livro texto utilizado, sendo considerada apenas o atrito produzido pelo escoamento do fluido frio pelo lado externo da tubulação, como apresentado nos cálculos anteriores.

Assim, devido ao alto nível de complexidade desse estudo e somente ser encontrado até o presente momento um livro em linguagem inglesa extremamente técnico e complexo na sua forma de escrita [12], é indicado que esse estudo seja realizado em futuros artigos científicos do segmento, pois não se deseja fazer considerações equivocadas a respeito do assunto que poderão nos prejudicar na escrita e construção deste trabalho.

Neste caso, como a análise da perda de carga é isolada, e não interfere nos resultados e interpretações objetos do presente estudo, para essa fase de projeto acadêmico de concepção térmica de trocador de calor considera-se aceitável esta indicação de estudos futuros.

3.4 Simulação Computacional por Parâmetros Concentrados

As etapas anteriores foram construídas com base na rotina numérica desenvolvida pelos autores no *software* de engenharia *EES*®, apresentando os cálculos e substituições de grandezas a partir deste, bem como na utilização de propriedades termofísicas de alguns componentes internos do trocador de calor, fazendo uso da biblioteca do programa.

No Apêndice A é explicitado o código empregado para futuras referências e embasamento de todo o texto. Antes dele, no capítulo 4, é também ilustrada a janela de solução que o *EES*® retorna após a compilação, seguindo os critérios de comprovação, acompanhada pela otimização proposta.

3.5 Curvas de Taxa e Efetividade

Para finalizar o presente trabalho, é feita uma análise paramétrica para conceituar o trocador de calor dissertado e caracterizá-lo frente à variações numéricas de parâmetros operacionais críticos para o desempenho e eficácia do dispositivo.

Tal verificação disponibiliza uma visão global do trocador, servindo como orientação para alterações de valores em uma possível revisão de projeto térmico de trocador de calor ou mesmo um estudo da influência dos parâmetros.

Para essa etapa, fez-se uso de um *software* alternativo, o *Matlab*®, atuando em paralelo com o *EES*®, por conta da proximidade dos autores com este segundo programa de aplicação numérica. Este, é muito propício para operações com vetores e matrizes, sendo extremamente úteis para a aplicação contextual.

A seguir é feita a descrição e interpretação da análise paramétrica obtida pela variação de temperaturas de entrada e vazões mássicas.

3.5.1 Parametrização das Vazões Mássicas

Primeiramente, varia-se ambas as vazões, tanto para o casco quanto para o tubo. Os dados de controle são a efetividade juntamente com as taxas de calor, real e máxima possível.

Abaixo as equações de interesse e controle para o procedimento são revisitadas para conveniência do leitor.

$$q = \dot{m}_q C_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai})$$

$$q = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent})$$

$$q = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) = \dot{m}_q C_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai})$$

Equação 2 (Revisitada) - Determinação do balanço de massas.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})$$

$$q_{max} = 125451 \text{ W}$$

Equação 9 (Revisitada) - Determinação da taxa de transferência de calor máxima.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Vale lembrar que o C_{min} foi a capacidade calorífica do fluido frio, o do casco. Portanto, a taxa de calor máxima é função da vazão mássica no escoamento externo. Vê-se também que a taxa de calor ocorrente é função da vazão mássica do fluido quente e frio, devido ao balanço de massa.

Feita a vetorização dos valores de vazões, com um passo não muito refinado, pois pela previsão de comportamento da função tem-se um de natureza afim, gerou-se o gráfico das retas conjuntamente na mesma área de plotagem.

$$\dot{m}_q = 0: 0.1: 2.6$$

$$\dot{m}_f = 0: 0.1: 1.5$$

Equação 26 - Declaração dos limites vetoriais e respectivos passos de variação⁵.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

A figura 15 ilustra a variação da taxa real quando tem-se uma variação para cada vazão mássica, retas em azul e laranja, e também para a taxa máxima, influenciável apenas pela vazão no casco, do fluido frio.

⁵ O significado da expressão indicada pela imagem é relativamente simples, basicamente deseja que as massas hora variem de 0 a 2.6 e 0 a 1.5 com um acréscimo de 0.1 a cada iteração, até percorrer todo o caminho chegando nos valores finais de 2.6 e 1.5.

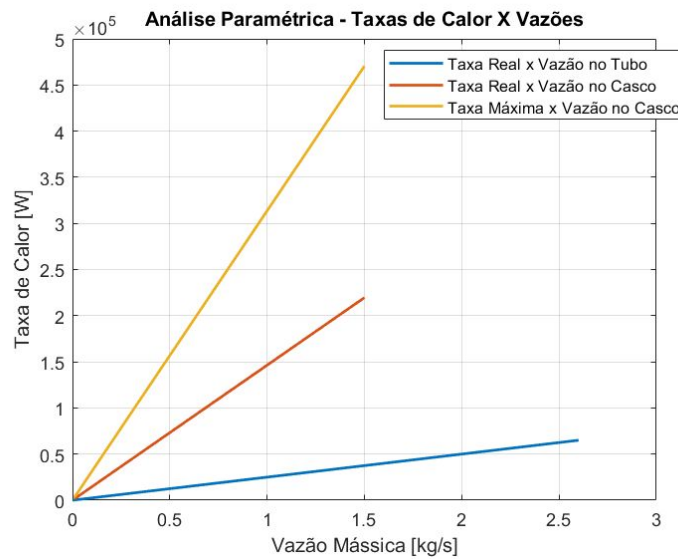


Figura 15 - Comportamento das Taxas de Calor em Função das Vazões

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Por conta da magnitude e ordem de grandezas diversas das variações, foi necessário para um estudo mais completo, a plotagem individual de cada reta para total compreensão da alteração física, com um cuidado maior com os valores.

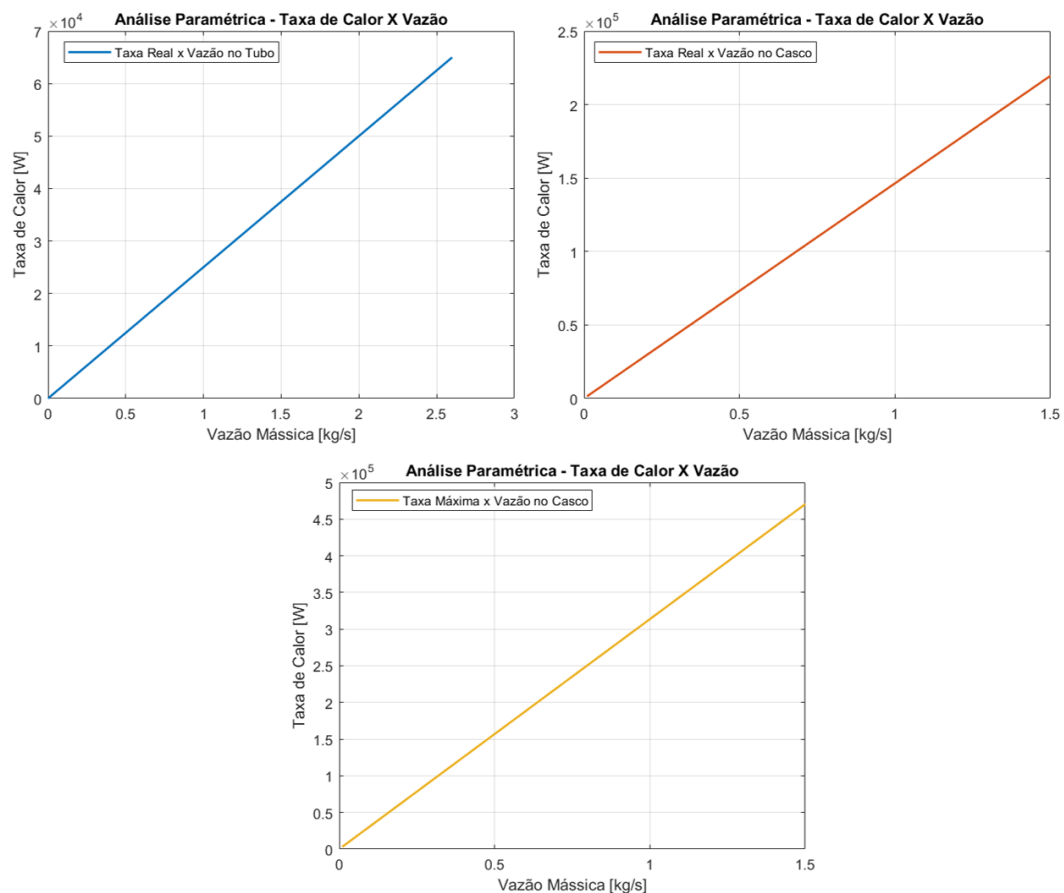


Figura 16 - Comportamentos das Taxas de Calor em Função das Vazões

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Os autores tiveram o cuidado de manter a mesma cor, compatibilizando as figuras 15 e 16. Acima tem-se as 2 variações para a taxa real e abaixo a alteração da taxa máxima.

Inicialmente, fez-se a plotagem com os valores vetorizados iguais aos da equação 26, porém, como foi vista a relevância da vazão da parte fria, limitou-se seu domínio de 0.2 a 0.5. Dessa forma foi possível realizar um estudo mais abrangente, visto que para maiores valores a efetividade tende a zero.

Para garantir coerência com o código em *EES®*, fez-se a simulação no novo código para efetividade, esperando obter o mesmo valor. No comparativo há convergência com ganho de precisão em 2 casas decimais.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

dtuboi = 0,007 [m]

efetividade = 0,4603

fatc = 0,37

Figura 17 - Comportamento da Efetividade em Função das Vazões

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Então, como é visto na figura 18, para os parâmetros originais de 2,31 kg/s e 0,4 kg/s para vazões no tubo e no casco, respectivamente, obteve-se equivalência numérica.

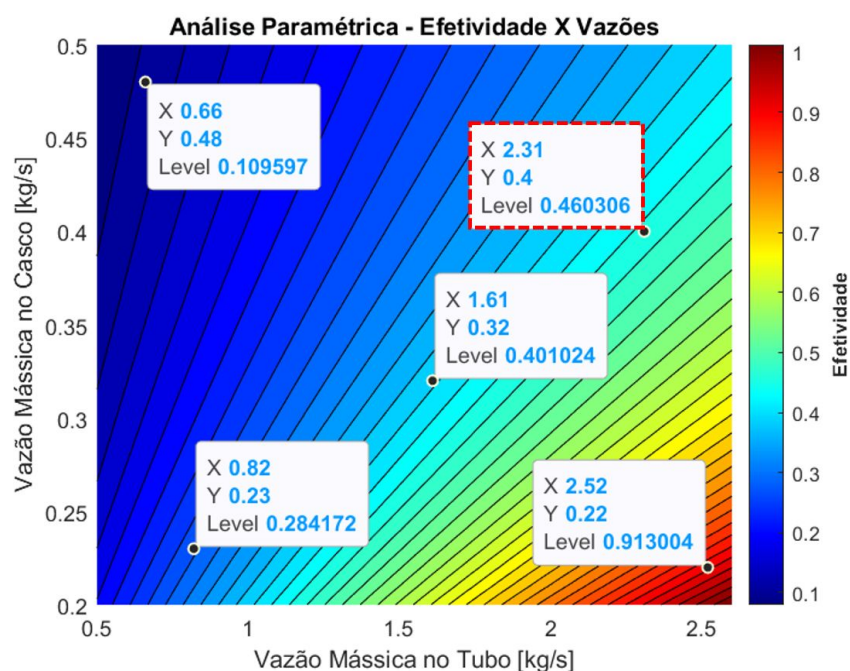


Figura 18 - Comportamento da Efetividade em Função das Vazões

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Os valores originais são ressaltados pelo retângulo em vermelho tracejado, enquanto também são apresentadas outras combinações de valores entre o domínio e a imagem do gráfico. O gráfico não é contínuo, mas está discretizado sob os passos dos vetores de, nesta plotagem, 0.01, tanto vertical quanto horizontalmente. Estes valores são facilmente alterados.

Para, mais uma vez, demonstrar a convergência de valores, faz-se a amostragem para o par ordenado (1,61 ; 0,32), a razão entre eles retorna uma identidade de 0.99981 (0.401024/0.4011).

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg			
Ae = 0,8482 [m ²]	Ai = 0,6597 [m ²]	As = 2,52 [m ²]	Ast = 0,0006362
C1 = 0,27	C2 = 0,96	cmax = 4025	cmin = 1338 [kg/s]
cpc = 4182	cpt = 2500 [J/kgK]	cr = 0,3325 [kg/s]	Ctotal = 15 [m]
Ctubo = 0,5 [m]	De = 0,009 [m]	δpcasco = 49704 [m ² /s ²]	δptubo = 232513 [Ns-m ² /s]
Di = 0,007 [m]	dtubo = 0,009 [m]	dtuboi = 0,007 [m]	efetividade = 0,4011 [s/kg]
fatc = 0,37	fatt = 0,3372 [s-Ns/kg-m]	he = 32763	hi = 81,47
kf = 0,6333	kq = 0,1308 [W/m.k]	Ktubo = 401 [W/mK]	L = 15 [m]
m = 0,63	mc = 0,32 [kg/s]	mfmínimo = 0,275	mt = 1,61 [kg/s]

Figura 19 - Comportamento da Efetividade em Função das Vazões - Individualmente

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Abaixo está a plotagem de forma clássica para uma melhor análise individual. Variando uma vazão por vez, enquanto a outra está fixa no valor original.

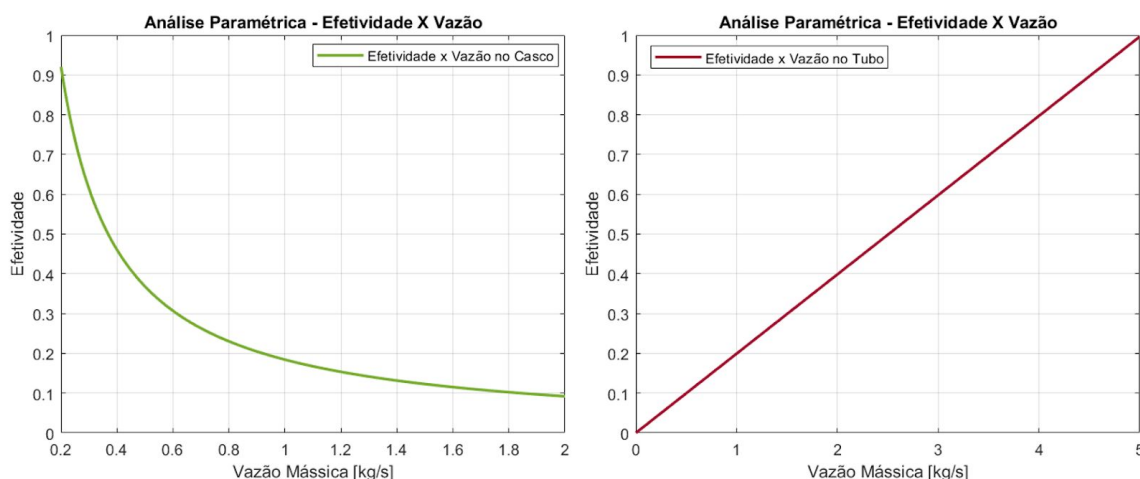


Figura 20 - Comportamento da Efetividade em Função das Vazões - Individualmente

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

No caso do tubo, vê-se que para efetividade igual a 1, a vazão mássica requerida é de 5 kg/s. No caso do casco, observa-se um comportamento assintótico. Como a vazão mássica influencia a taxa de calor máxima, seu aumento promove o aumento desta e, por estar no denominador, oferece uma diminuição da efetividade. Já a sua diminuição contribui com o aumento não limitado da efetividade. Como pode-se observar na equação 10 revisitada para baixo para praticidade.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{q}{C_{min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{q}{\dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})}$$

Equação 27 - Determinação explícita da efetividade.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Outro ponto importante e observável é a diferença de ordem das funções. No caso do casco é uma exponencial. Isso é justificado pelo fato explicitado anteriormente, do comportamento assintótico da razão para valores extremos.

No caso da reta para a variação no tubo, a equação se torna uma função afim de coeficiente angular constante, visto que a influência da vazão do fluido quente resta no numerador.

O uso de uma disposição tridimensional também foi cogitada, mas não se apresentou de forma eficiente para análise. Portanto, foi utilizada a função *contourf*, que possibilita a bidimensionalização a partir de uma *colorbar* adjacente para substituir o eixo vertical, vide figura 18. A título de demonstração, abaixo é ilustrada a representação em superfície.

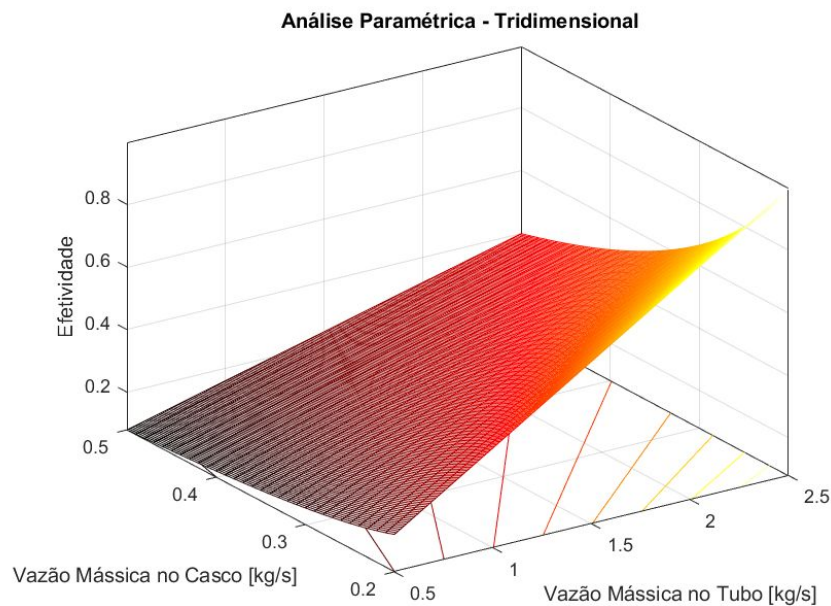


Figura 21 - Comportamento da Efetividade Tridimensionalmente

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Em resumo, para uma avaliação inicial pode-se concluir que caso exista um interesse em se elevar a efetividade para níveis máximos próximo de 90% a 100% é indicada a elevação da vazão do fluido quente para valores próximo de 2,52 kg/s e para o fluido frio de 0,22 kg/s, porém, são necessárias outras análise que serão vistas a seguir.

3.5.1 Parametrização das Temperaturas de Entrada

Dando seguimento às análises paramétricas, o objeto de estudo então se torna as temperaturas de entrada no trocador, enquadrando o fluido quente no tubo e o fluido frio no casco.

Novamente é feita uma conferência com os valores primordiais do *EES*® com o *Matlab*® para validação da coerência entre estes.

Abaixo é feita a amostragem do valor retornado para a taxa máxima no *EES*®.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$q = 57750$ [C]

$q_c = 7700$

$q_{max} = 125451$ [kg-C/s]

Figura 22 - Comportamento da Efetividade em Função da Temperaturas de Entrada

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

A taxa limite para valores originais de temperatura de entrada dos fluidos quente e frio é de 125451 W, pela figura 22 retratada em seguida, vê-se pelo destaque que o encontrado é de 125460 W, próximo o suficiente com desvio muito inferior a 0,5%.

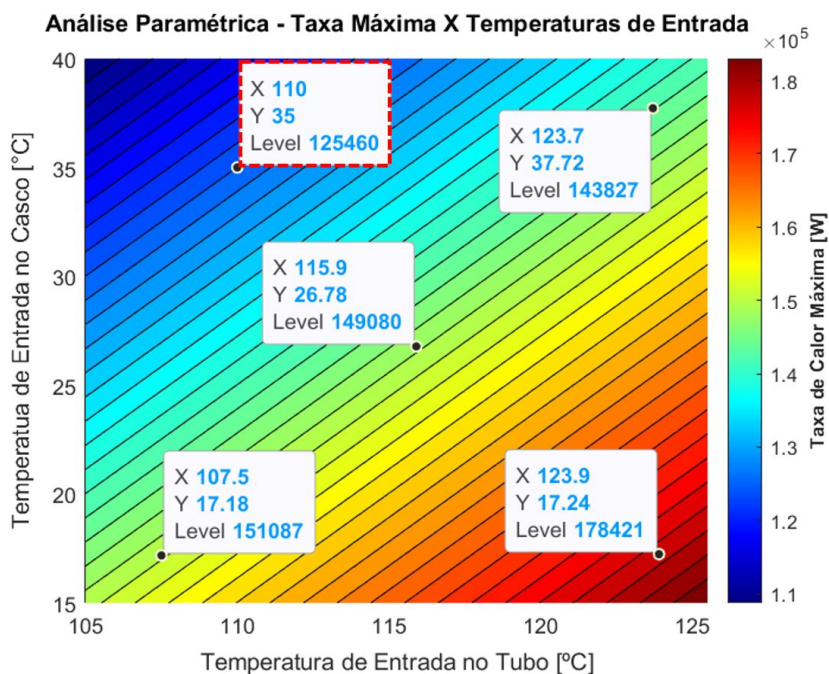


Figura 23 - Variação da Taxa Máxima em Função das Temperaturas de Entrada

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Como esperado, o aumento da temperatura do fluido quente incrementa a taxa de calor, justamente pela elevação em conjunto com a variação de temperatura ($T_{q,e} - T_{f,e}$). Assim, há necessidade de se trocar mais calor para suprir essa demanda maior de resfriamento.

Comparando os dados obtidos com o novo código do *Matlab*®, os dados do *EES*® sob entrada de valores destacados na figura 23, demonstra enorme compatibilidade, 151087 W em relação à 151089 W, com razão de 0,999867.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Ae = 0,8482 [m ²]	Ai = 0,6597 [m ²]	As = 2,52 [m ²]	Ast = 0,00006362
C1 = 0,27	C2 = 0,96	cmax = 5775	cmin = 1673 [kg/s]
cpc = 4182	cpt = 2500 [J/kgK]	cr = 0,2897 [kg/s]	Ctotal = 15 [m]
Ctubo = 0,5 [m]	De = 0,009 [m]	δpcasco = 49900 [m ² /s ²]	δptubo = 333606 [Ns-m ² /s]
Di = 0,007 [m]	dtubo = 0,009 [m]	dtuboi = 0,007 [m]	efetividade = 0,2867 [s/kg]
fatc = 0,37	fatt = 0,235 [s-Ns/kg-m]	he = 35727	hi = 81,47
kf = 0,6226	kq = 0,1308 [W/m.k]	Ktubo = 401 [W/mK]	L = 15 [m]
m = 0,63	mc = 0,4 [kg/s]	mfmínimo = 0,1961	mt = 2,31 [kg/s]
NF = 9	NT = 30	NuD = 4,36	NuDc = 573,9
NUT = 0,1084 [m ² -s/kg]	Pf = 8,916	Pr = 4,108	Pr2 = 4,93
Prs = 2,605	q = 43313 [C]	qc = 7219	qmax = 151089 [kg-C/s]
Rde = 0,0009 [m ² .K/W]	Rdi = 0,0009 [m ² .K/W]	ReDc = 75971	ReDt = 272,3 [kg-m/s-Ns]
rhoc = 990,7	rhot = 860 [kg/m ³]	St = 0,011 [m]	Tce = 17,18 [°C]
Tcs = 70 [°C]	te = 107,5 [°C]	Tmed = 43,59	ts = 100 [°C]
Upi = 71,94	V = 1 [m/s]	velmed = 1,407 [m ³ /s]	visc = 0,0006115
visccc = 7,240E-07	vist = 0,04 [Ns/m ²]	Vmax = 5,5 [m/s]	

Figura 24 - Variação da Taxa Máxima em Função das Temperaturas de Entrada

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

O mesmo procedimento anterior foi feito para essa etapa, e fez-se as plotagens individuais para cada temperatura para estudo local e direcionado, fixando a restante.

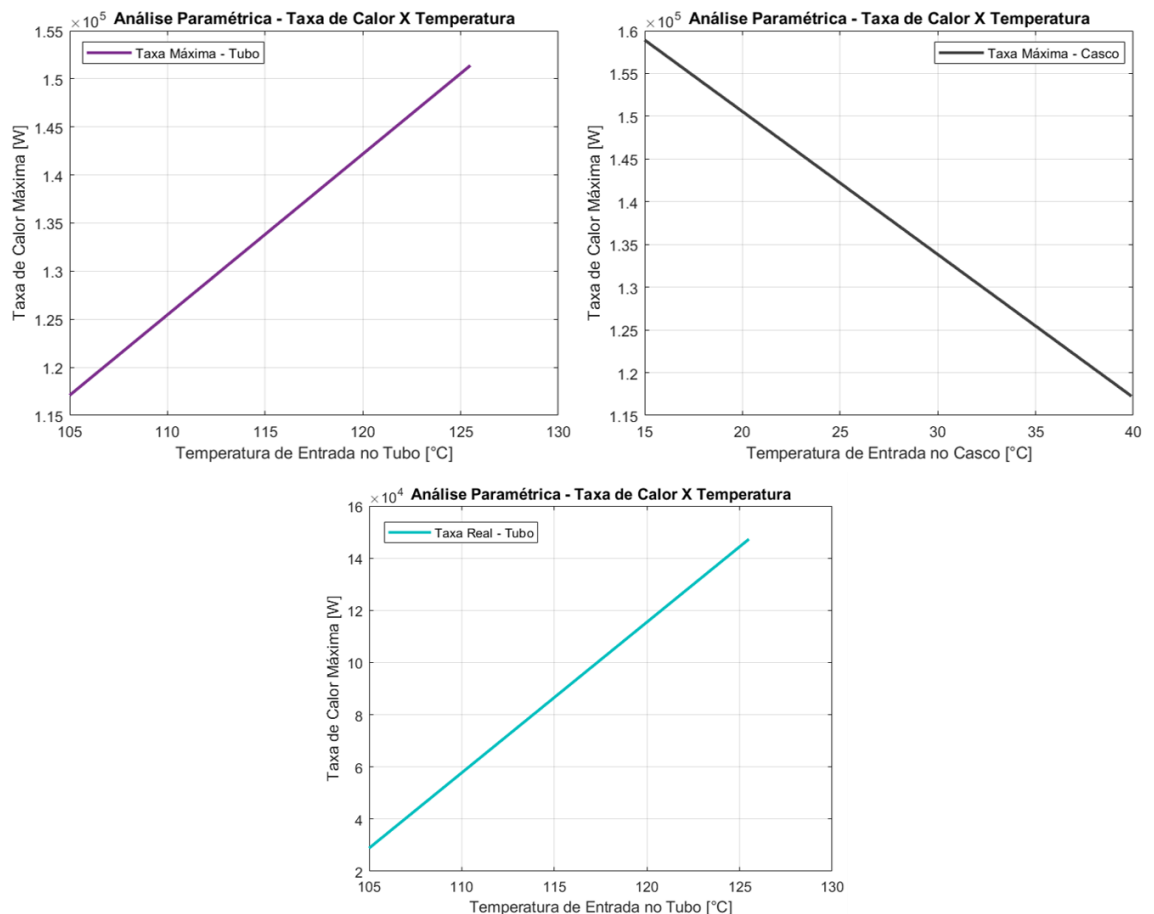


Figura 25 - Comportamento da Efetividade em Função da Temperatura de Entrada

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

A partir dele, as mesmas conclusões podem ser tiradas, porém, agora com maior caráter descritivo. Segue-se então para o estudo da efetividade em relação à variação de temperatura de entrada. Primeiramente superpondo as variações.

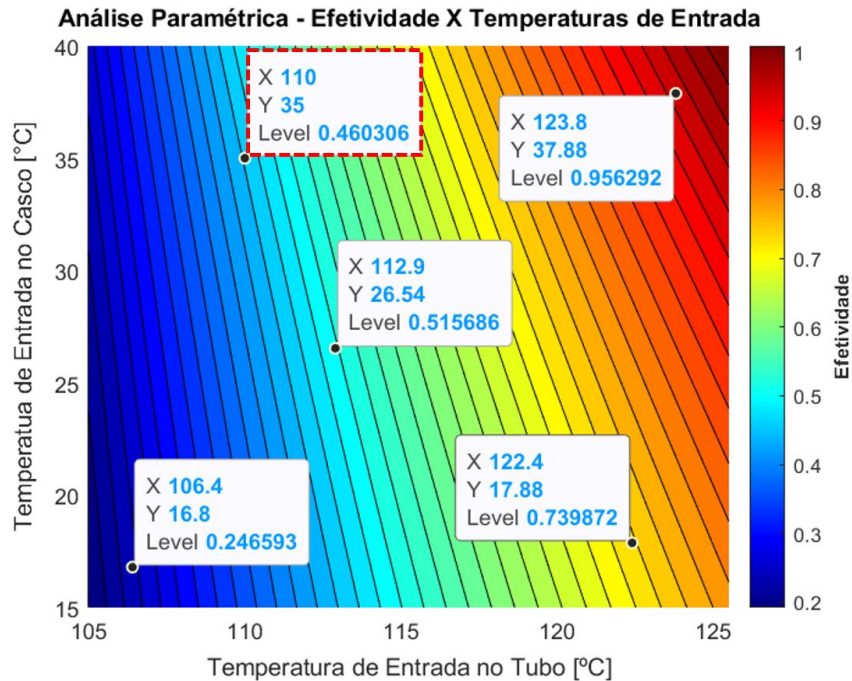


Figura 26 - Comportamento da Efetividade em Função das Temperaturas de Entrada

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

O aumento da efetividade acompanha o das temperaturas de entrada, se tornando máxima no extremo de cada. Para o caso da temperatura na efetividade, houve novamente equivalência entre os dois códigos, não dando exato por provavelmente falta de casas decimais por parte do *EES*®, 0,9563 contra 0,956292 do *Matlab*®.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Ae = 0,8482 [m ²]	Ai = 0,6597 [m ²]	As = 2,52 [m ²]	Ast = 0,00006362
C1 = 0,27	C2 = 0,96	cmax = 5775	cmin = 1673 [kg/s]
cpc = 4182	cpt = 2500 [J/kgK]	cr = 0,2896 [kg/s]	Ctotal = 15 [m]
Ctubo = 0,5 [m]	De = 0,009 [m]	δpcasco = 49669 [m ² /s ²]	δptubo = 333606 [Ns-m ² /s]
Di = 0,007 [m]	dtubo = 0,009 [m]	dtuboi = 0,007 [m]	efetividade = 0,9563 [s/kg]
fatc = 0,37	fatt = 0,235 [s-Ns/kg-m]	he = 32332	hi = 81,47
kf = 0,6348	kq = 0,1308 [W/m.k]	Ktubo = 401 [W/mK]	L = 15 [m]
m = 0,63	mc = 0,4 [kg/s]	mfmínimo = 1,023	mt = 2,31 [kg/s]
NF = 9	NT = 30	NuD = 4,36	NuDc = 509,3
NUT = 0,1084 [m ² -s/kg]	Pf = 14,97	Pr = 3,378	Pr2 = 4,93
Prs = 2,605	q = 137445 [C]	qc = 10357	qmax = 143720 [kg-C/s]
Rde = 0,0009 [m ² .K/W]	Rdi = 0,0009 [m ² .K/W]	ReDc = 75971	ReDt = 272,3 [kg-m/s-Ns]
rhoc = 986,2	rhoth = 860 [kg/m ³]	St = 0,011 [m]	Tce = 37,88 [°C]
Tcs = 70 [°C]	te = 123,8 [°C]	Tmed = 53,94	ts = 100 [°C]
Upi = 71,93	V = 1 [m/s]	velmed = 1,407 [m ³ /s]	visc = 0,0005128
visccc = 7,240E-07	vist = 0,04 [Ns/m ²]	Vmax = 5,5 [m/s]	

Figura 27 - Comportamento da Efetividade em Função das Temperaturas de Entrada

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Em seguida, faz-se o gráfico variando individualmente com uma das temperaturas no valor original.

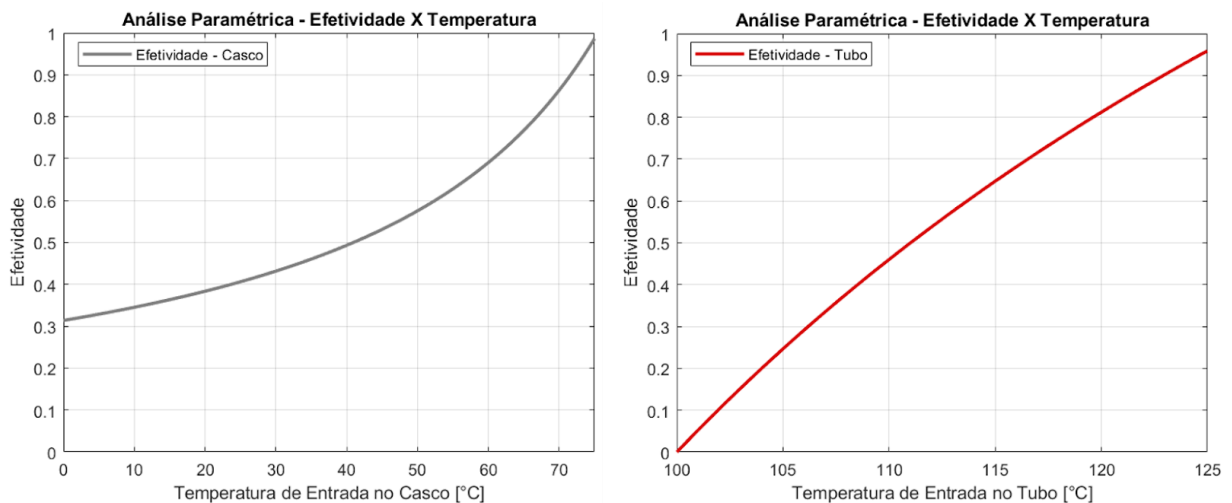


Figura 28 - Comportamento da Efetividade em Função das Temperaturas de Entrada

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Como pode-se observar é interessante o aumento da temperatura para obter uma elevação da efetividade, porém, corre-se o risco dos fluidos após realizarem a troca de calor mudarem de fase, em especial o fluido frio, o que invalidaria algumas considerações realizadas. Por conta disso, uma faixa de valores representativos precisa ser considerada, em especial para não ultrapassar os 100°C da temperatura de saída do fluido frio, além de avaliar o coeficiente global de transferência de calor de projeto Up.

Outra questão importante a ser seguida é o limite máximo de temperatura de saída do fluido frio não ultrapassar os 70°C, pois como deseja-se inserir essa água no sistema de resfriamento do motor essa precisa chegar em uma temperatura ideal estipulada pelo projetista do motor.

A título de curiosidade, é apresentada a variação da densidade do fluido frio em função da variação da temperatura de entrada no casco a fim de avaliar se esse valor é significativo e se poderia interferir em alguma análise caso seja tomado o valor da densidade em função da temperatura de filme que é uma média das temperaturas de entrada e saída do fluido do trocador de calor.

Nesse caso, como o fluido entra próximo de 35°C e precisa trabalhar abaixo de 70°C, que é a temperatura referência para a saída após a troca de calor com o

fluido quente, percebe-se que a densidade não será significativa para as análises feitas.

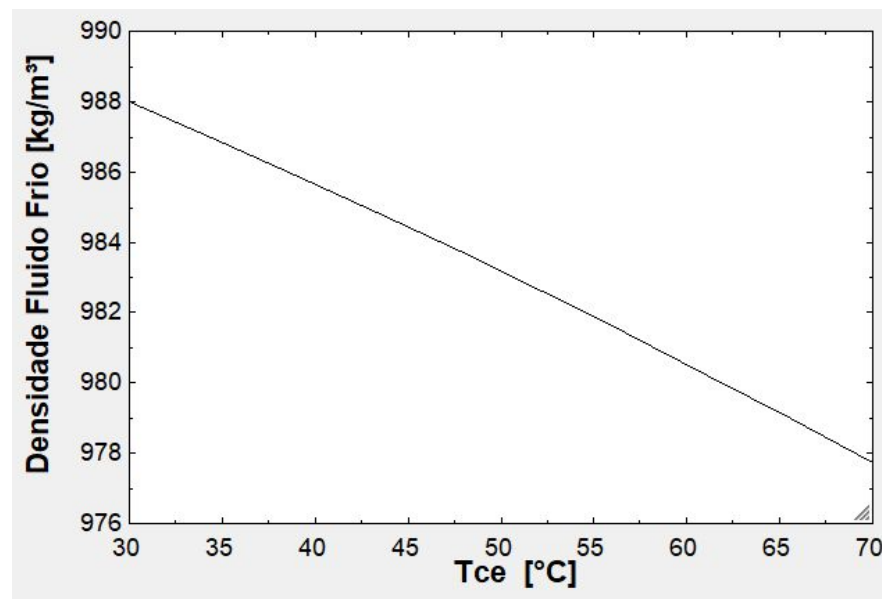


Figura 29 - Comportamento da densidade em Função da Temperatura de Entrada do Fluido Frio.

Fonte: Acervo pessoal dos autores, 2021.

Essa mesma avaliação foi feita para outros parâmetros e validado a consideração de considerar algumas características como constantes para a faixa de temperatura aplicada.

Todas as alterações propostas mantém o Cmin como sendo correspondente à parte do casco e também em regime de escoamento laminar dentro dos tubos.

4 RESULTADOS

Abaixo são apresentados os resultados obtidos pelo código de programação no *EES®* para os dados de entradas iniciais propostos pelos autores sem uma avaliação paramétrica do que ocorre com as variáveis, caso seja escolhido outros dados de entrada.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Ae = 0,8482 [m ²]	Ai = 0,6597 [m ²]	As = 2,52 [m ²]
Ast = 0,00006362	C1 = 0,27	C2 = 0,96
cmax = 5775	cmin = 1673 [kg/s]	cpc = 4182
cpt = 2500 [J/kgK]	cr = 0,2896 [kg/s]	Ctotal = 15 [m]
Ctubo = 0,5 [m]	De = 0,009 [m]	δpcasco = 49704 [m ² /s ²]
δptubo = 333606 [Ns-m ² /s]	Di = 0,007 [m]	dtubo = 0,009 [m]
dtuboi = 0,007 [m]	efetividade = 0,4603 [s/kg]	fatc = 0,37
fatt = 0,235 [s-Ns/kg-m]	he = 32763	hi = 81,47
kf = 0,6333	kq = 0,1308 [W/m.k]	Ktubo = 401 [W/mK]
L = 15 [m]	m = 0,63	mc = 0,4 [kg/s]
mfminimo = 0,3946	mt = 2,31 [kg/s]	NF = 9
NT = 30	NuD = 4,36	NuDc = 517,4
NUT = 0,1084 [m ² -s/kg]	Pf = 13,96	Pr = 3,466
Pr2 = 4,93	Prs = 2,605	q = 57750 [C]
qc = 7700	qmax = 125451 [kg-C/s]	Rde = 0,0009 [m ² .K/W]
Rdi = 0,0009 [m ² .K/W]	ReDc = 75971	ReDt = 272,3 [kg-m/s-Ns]
rhoc = 986,8	rhot = 860 [kg/m ³]	St = 0,011 [m]
Tce = 35 [°C]	Tcs = 70 [°C]	te = 110 [°C]
Tmed = 52,5	ts = 100 [°C]	Upi = 71,93
V = 1 [m/s]	velmed = 1,407 [m ³ /s]	visc = 0,0005249
visccc = 7,240E-07	vist = 0,04 [Ns/m ²]	Vmax = 5,5 [m/s]

Figura 30 - Resultados do *Solver* do *EES®*

Fonte: Acervo pessoal do autor, 2021.

Os valores apresentados acima possuem significado físico quando avaliou-se as perdas de cargas produzidas pelo escoamento no tubo e casco, bem como o coeficiente global de transferência de calor proposto pelo livro texto.

Destarte, após avaliação paramétrica conforme exposto no capítulo 3 é indicado um novo processamento dos dados com valores que se aproximam de um valor ótimo julgado pelos autores.

É importante destacar que como se trata de uma solução computacional, essa solução é válida para o que os autores julgaram ser mais relevante para controle, em especial as temperaturas de entrada e saída teóricas ideais e vazões mássicas ideais controladas por dispositivo de controle do tipo bomba, válvulas e registros.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Ae = 0,8482 [m ²]	Ai = 0,6597 [m ²]	As = 2,52 [m ²]
Ast = 0,00006362	C1 = 0,27	C2 = 0,96
cmax = 6300	cmin = 920 [kg/s]	cpc = 4182
cpt = 2500 [J/kgK]	cr = 0,146 [kg/s]	Ctotal = 15 [m]
Ctubo = 0,5 [m]	De = 0,009 [m]	δpcasco = 49704 [m ² /s ²]
δptubo = 363934 [Ns-m ² /s]	Di = 0,007 [m]	dtubo = 0,009 [m]
dtuboi = 0,007 [m]	efetividade = 0,9131 [s/kg]	fatc = 0,37
fatt = 0,2154 [s-Ns/kg-m]	he = 32763	hi = 81,47
kf = 0,6333	kq = 0,1308 [W/m.k]	Ktubo = 401 [W/mK]
L = 15 [m]	m = 0,63	mc = 0,22 [kg/s]
mfminimo = 0,4304	mt = 2,52 [kg/s]	NF = 9
NT = 30	NuD = 4,36	NuDc = 517,4
NUT = 0,197 [m ² -s/kg]	Pf = 13,96	Pr = 3,466
Pr2 = 4,93	Prs = 2,605	q = 63000 [C]
qc = 8400	qmax = 68998 [kg-C/s]	Rde = 0,0009 [m ² .K/W]
Rdi = 0,0009 [m ² .K/W]	ReDc = 75971	ReDt = 297,1 [kg-m/s-Ns]
rhoc = 986,8	rhot = 860 [kg/m ³]	St = 0,011 [m]
Tce = 35 [°C]	Tcs = 70 [°C]	te = 110 [°C]
Tmed = 52,5	ts = 100 [°C]	Upi = 71,93
V = 1 [m/s]	velmed = 1,535 [m ³ /s]	visc = 0,0005249
visccc = 7,240E-07	vist = 0,04 [Ns/m ²]	Vmax = 5,5 [m/s]

Figura 31 - Resultados do Solver do EES® para Dados “Ótimos”

Fonte: Acervo pessoal do autor, 2021.

Conforme a figura apresentada acima para um novo processamento, os valores apresentados continuam dentro do esperado para a teórica, sendo aceitável toda a solução proposta para o estudo de caso.

É interessante destacar que o resultado encontrado continua dentro do esperado no que diz respeito a valores de referências para projetos de trocador de calor teóricos.

A tabela a seguir resume a influência da alteração das vazões mássicas para otimização do trocador e os principais parâmetros influenciados, efetividade e NUT.

Tabela 6: Resumo das Modificações Propostas e suas Influências

Parâmetro:	Configuração Original:	Configuração Otimizada:
Vazão Mássica no Tubo	2,31 kg/s	2,52 kg/s
Vazão Mássica no Casco	0,4 kg/s	0,22 kg/s
Efetividade	0,4603	0,9131
NUT	0,1084	0,1970

É optado para esse momento de estudo pelo controle da vazão mássica, pois são parâmetros assertivos de controle inicial relativamente simples, sendo indicado posteriormente durante a parte de experimentos práticos in loco no veículo a leitura das temperaturas por meio de sensores a fim de se obter uma melhor precisão para esse parâmetro tão importante.

5 CONCLUSÃO

Em suma, as informações apresentadas até o presente momento são satisfatórias para a terceira parte do estudo de caso e etapa final do estudo de projeto térmico de trocador de calor.

A abordagem de análise paramétrica se mostrou satisfatória, pois foi possível percorrer uma gama de possibilidades de casos possíveis de ocorrer para diferentes dados de entrada do projeto térmico do trocador de calor. Sendo assim, não existe solução única, apenas a mais indicada para os dados de entrada escolhidos.

É possível concluir que o desejo de melhoria de um coeficiente apenas olhando para aquela variável interfere significativamente em outras. Por conta disso, é preciso realizar uma análise global de todo o processo a fim de não obter o máximo de uma variável, e sim um valor aceitável que trabalhará em harmonia com outras, possibilitando que o trocador de calor trabalhe da melhor maneira possível, não sendo sub-utilizado em suas dimensões e características técnicas ou forçado além do que foi projetado.

Percebe-se que uma faixa de valores "ideais" apresentada no final do item resultados colabora para o estudo futuro real de aplicação de equipamento similar abordado nesse estudo de caso em um veículo automotivo de competição.

Existe uma carência de estudos semelhantes na literatura brasileira que aborda o problema da maneira que foi construído nosso racional de solução, por conta disso, é indicado leituras em outro momento em outras línguas a fim de avaliar se seguem também a mesma lógica.

Em relação ao catálogo comercial fornecido pelo fabricante existe uma carência de informações importantes para os projetistas que desejam avaliar o trocador de calor, compreende-se que isso pode estar relacionado a um "segredo industrial de tecnologia" a fim de que seu produto se diferencie dos pares, seja a nível de eficiência, seja a nível de custos. De qualquer forma, a falta de informações não impossibilitou criar considerações técnicas adequadas para a solução do problema proposto.

Por fim, reforça-se a indicação de continuação do estudo em itens não abordados ou que foram limitantes devido a forma com que nosso livro texto aborda

o assunto ao longo dos capítulos indicados relacionados ao assunto de trocador de calor de casco e tubo, convecção interna e externa.

Os autores compreendem que o conteúdo produzido para o escopo da disciplina de projeto térmico de um trocador de calor está dentro do esperado para a prática de ensino proposto, estando à disposição para esclarecimentos e eventuais retificações, se necessário.

Sugere-se para estudo futuros a implementação dos dados de *inputs* propostos em experiência de laboratório a fim de avaliar a viabilidade e ajustes necessários de acordo com o código implementados nas duas linguagens de programação.

REFERÊNCIAS

- [1] Frank P Incropera, David P DeWitt, TL Bergman, and AS Lavine. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. 7ª Edição. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- [2] Yunus A Çengel. *Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática*. 3ª Edição. McGraw Hill, 2007.
- [3] Yunus Çengel. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*. 5ª Edition. McGraw-Hill Higher Education, 2014.
- [4] Marianne Tinoco. Et al. SILVA. *Construção de um Trocador de Calor Tubular em Espiral*. Revista Científica Multidisciplinar Núcleo do Conhecimento. Ano 04, Ed. 09, Vol. 04, pp. 82-104. ISSN:2448-0959, 2019.
- [5] Alfa Laval. *Plate Heat Exchangers - A Product Catalogue for HVAC*. Giflex, 2004.
- [6] Frederick J Furrer and Charles D Lemme. *Shock Absorber With Heat Exchanger and Improved Cylinder Head Assembly*, 1993. US Patent 5,220,983.
- [7] Acesso em 05 de Fevereiro de 2021 (Fabricante de Trocador de Calor) em: <https://www.apema.com.br/produtos-detelhes/resfriadores-de-oleo-a-agua/>
- [8] Kuntzer, Gabriel. *Projeto do Sistema de Arrefecimento para um Motor de um Protótipo de Fórmula SAE*. Centro Federal de Educação Tecnológica. 2018.
- [9] DIXON, John C. *The Shock Absorber Handbook*. John Wiley & Sons, 2008.
- [10] A. Lima, Heliel. *Manutenção e Revisão do Sistema de Arrefecimento*. Modefer. Acesso em: 08 de Fevereiro de 2021.
- [11] D'OLIVEIRA, Felipe Sarabando. *Projeto de um Amortecedor para Protótipo de Veículo Fora-de-Estrada*. 2014. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- [12] Kuppan Thulukkanam. *Heat Exchanger Design Handbook*. 2ª Edition. CRC Press, 2013.

APÊNDICE A – CÓDIGOS DO EES®

Abaixo é apresentada a última revisão do código implementado no *software EES®* a fim de avaliação do problema de projeto térmico de trocador de calor.

"--Programa de Projeto Térmico de trocador de um trocador de calor Casca e Tubo--"

"!0-ENTRADA DE DADOS"

"DADO NO TUBO - FLUIDO QUENTE"

\$IfNot ParametricTable

te=110 [°C] "Temperatura de Entrada"

\$EndIf

ts=100 [°C] "Temperatura de Saída"

rhot=860 [kg/m³] "Massa Específica"

cpt=2500 [J/kgK] "Calor Específico"

vist=0,040 [Ns/m²] "Viscosidade"

mt=2,31 [kg/s] "Vazão Mássica"

kq=0,1308 [W/m.k] "Condutividade - Aproximado para um fluido sintético"

velmed=((mt/NT)/(rhot*Ast)) "Velocidade Média por tubo"

"DADO NO CASCO - FLUIDO FRIO"

\$IfNot ParametricTable

Tce=35 [°C] "Temperatura de Entrada"

\$EndIf

Tcs=70 [°C] "Temperatura de Saída"

Tmed= (Tce+Tcs)/2 [°C] "Temperatura Média"

x[1]=0 "Estimado que não tem mudança de fase, logo título é 0=Estado Líquido"

Pf=Pressure(Water;T=Tmed;x=x[1])

rhoc=Density(Water;T=Tmed;x=x[1])

cpc=1000*Cp(Water;T=Tmed;x=x[1])

visc=Viscosity(Water;T=Tmed;x=x[1])

Pr=Prandtl(Water;T=Tmed;x=x[1])

kf=Conductivity(Water;T=Tmed;x=x[1])

mc=0,40 [kg/s] "Essa vazão mássica deveria ser proporcional ao balanço q=q aproximadamente 3,757kg/s"

"DADO GENÉRICO"

Rde=0,0009 [m².K/W]

Rdi=0,0009 [m².K/W]

"DADO DO TROCADOR - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS CATÁLOGO"

As=2,52 [m²] "Considerando TST30-2"

dtubo=0,009 [m] "OBS:Estimado o diâmetro, pois não encontrei no catálogo"

dtuboi=0,007 [m] "OBS:Estimado o diâmetro, pois não encontrei no catálogo"

$Ast = \pi \cdot (dtubo/2)^2$ [m²]
 NT=30 "Número de Tubos do Trocador"
 Ctubo=0,50 [m]"confirmar o comprimento do tubo"
 Ctotal=Ctubo*NT

"!1 - VERIFICAÇÃO DA TAXA DE CALOR TROCADO ENTRE OS FLUIDOS PELO BALANÇO DE ENERGIA"

"A - Avaliação da forma simples no tubo"

$q = m_t \cdot c_{pt} \cdot (t_e - t_s)$ "OBS: Precisa-se de ter esse q para que as condições iniciais sejam mantidas"

"B- Validação da massa de água mínima que precisa entrar para manter o equilíbrio"

$q = m_{fminimo} \cdot c_{pc} \cdot (T_{cs} - T_{ce})$ "OBS: Essa é a variável de entrada mf que deveria-se ter"

"Avaliação utilizando o fator de correção F, pela diferença média logarítmica de temperatura a fim de achar o U de projeto Up"

{

"Essa código é para validações futuras se necessário, não está em uso no momento, por isso está como comentário"

$R = (T_{ce} - T_{cs}) / (t_s - t_e)$

$P = (t_s - t_e) / (T_{ce} - t_e)$

$F_t = (\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln((1-P) / (1-R \cdot P))) / ((R-1) \cdot \ln((2-P \cdot (R+1-\sqrt{R^2+1}))) / (2-P \cdot (R+1+\sqrt{R^2+1})))$

$\Delta t_1 = t_e - T_{cs}$

$\Delta t_2 = t_s - T_{ce}$

$t_{ml} = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / (\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2))$

$\Delta t_{tml} = F_t \cdot t_{ml}$

$q = U_p \cdot A_s \cdot \Delta t_{tml}$

}

"!1.1 Taxa de Calor Entre as Correntes"

$q_c = (m_t / NT) \cdot c_{pt} \cdot (t_e - T_{cs})$

"!2 - VERIFICAÇÃO DO REGIME DE ESCOAMENTO PELO NÚMERO DE REYNOLDS-FLUIDO TUBO"

$ReD_t = (4 \cdot (m_t / NT)) / (\pi \cdot dtubo \cdot \nu_{ist})$

"OBSERVAÇÃO: Se ReD for menor que 2100, escoamento laminar. Usar expressões Cap8.4"

"!3 - VERIFICAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR INTERNO hi"

"Cálculo do número de nusselt para escoamento laminar, tubulação circular"

NuD=4,36 "Consideração de fluxo de calor uniforme na parede"

NuD=3,36 Consideração de temperatura de uniforme na parede"

$NuD = h_i \cdot dtuboi / k_q$

"!4 - VERIFICAÇÃO DO REGIME DE ESCOAMENTO PELO NÚMERO DE REYNOLDS-FLUIDO CASCO"

$ReD_c = (4 \cdot m_c) / (\pi \cdot dtubo \cdot \nu_{isc})$

"OBSERVAÇÃO: Se ReD for menor que 2100, escoamento laminar. Usar expressões Cap8.4"

"Alteração"

visccc = KinematicViscosity(Water;T=35;P=101,325) "Viscosidade cinemática da água"

ReDc = Vmax*(dtubo+0,001)/visccc

"!5 - VERIFICAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EXTERNO he"

"Depende de estudo do CAP10 ainda, sobre matrizes..."

St = $11 \cdot 10^{-3}$ [m]

V = 1 [m/s]

Vmax = (St*V)/(St-dtubo)

m = 0,63

C1 = 0,27

C2 = 0,96

Pr2 = Prandtl(Water;T=35;x=x[1])

Prs = Prandtl(Water;T=70;x=x[1])

NuDc = C2*C1*ReDc^m*Pr^(0,36)*(Pr/Prs)^(0,25)

he = (NuDc*kf)/(dtubo+0,001) "Coeficiente Convectivo Externo"

"!6 - VERIFICAÇÃO DA QUEDA DE PRESSÃO - TUBO"

"Devido a ser escoamento laminar pode-se aplicar a fórmula simplificada"

fatt=64/ReDt

deltatubo=(fatt*rhot*Ctotal*velmed²)/(2*dtubo)

"!7 - VERIFICAÇÃO DA QUEDA DE PRESSÃO - CASCO"

fatc = 0,37 "Fator de Atrito"

NF = 9 "Número de Filas"

deltapcasco = NF*(rhoc*Vmax²*fatc)/2

"!8 - VERIFICAÇÃO DO DESEMPENHO - EFETIVIDADE "

cmax=cpt*mt

cmin=cpc*mc

cr = cmin/cmax

qmax=cmin*(te-Tce)

efetividade=q/qmax

"NUT = -ln(1-efetividade)" "apenas para cr = 0"

NUT = Upi*As/cmin

"!9 - VERIFICAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR"

De=dtubo

Di=dtuboi

Ai=2*pi#*Di*Ctotal

Ae=2*pi#*De*Ctotal

Ktubo=401 [W/mK]

L=Ctotal

Upi=1/(Ai*(1/(hi*Ai)+(Rdi/Ai)+ln(De/Di)/(2*pi#*Ktubo*L)+(Rde/Ae)+1/(he*Ae)))

APÊNDICE B – CÓDIGO DO MATLAB®

Abaixo é apresentada a última revisão do código implementado no *software Matlab®*, a fim de avaliação do problema de projeto térmico de trocador de calor. O exemplo trazido é da análise da temperatura, para o caso das vazões segue-se o mesmo procedimento, apenas deixando elas como vetores e mantendo as temperaturas com os parâmetros originais. Além disso, é necessário incluir o C_{min} dentro do *for*, pois este será afetado pela variação da vazão do fluido frio.

%% Projeto de Trocador de Calor - Casco e Tubo

% Disciplina Transferência de Calor - MEC010 2021.3

% Análise Paramétrica

% Comandos Para Limpar o Sistema

clc

clear

close all

% Declaração das Variáveis

te = 100:0.1:125.5; % Temperatura Entrada do Tubo [°C]

Tce = 10:0.1:40; % Temperatura Entrada do Casco [°C]

% Declaração dos Parâmetros Fixos

ts = 100; % Temperatura de Saída do Tubo [°C]

Tcs = 70; % Temperatura de Saída do Casco [°C]

mc = 0.4; % Vetor de Vazão Mássica - Casco [kg/s]

mt = 2.31; % Vetor de Vazão Mássica - Tubo [kg/s]

cpc = 4182; % Calor Específico - Casco [J/kg.K]

cpt = 2500; % Calor Específico - Tubo [J/kg.K]

cmin = cpc*mc; % Capacidade Calorífica [W/K]

% Declaração inicial do tamanho dos vetores função para redução de processamento. Assim, antes de entrar no comando *for* o Matlab já aloca o espaço necessário, em cada iteração ele não precisa ficar estendendo o vetor, otimizando o tempo de compilação.

q = zeros(length(te)); % Taxa de Calor Real [W]

qmax = zeros(length(te),length(Tce)); % Taxa de Calor Máxima [W]

efetividade = zeros(length(te),length(Tce)); % Efetividade

% Os parâmetros i e j são responsáveis por ditar a posição do vetor ou da matriz. Primeiro ele faz i=1 e atribui para todos os valores de j a este mesmo i, em seguida repete o procedimento até o tamanho do vetor das temperaturas. Dessa forma, tem-se todos os valores de efetividade e taxa para qualquer combinação de temperaturas de entrada.

```
for i=1:length(te) % for para variar parâmetros em função de uma vazão.  
    for j=1:length(Tce) % for para variar parâmetros em função de outra vazão.
```

```
        q(i) = mt*cpt*(te(i)-ts); % Vetor de Taxa Real  
        qmax(i,j) = cmin*(te(i)-Tce(j)); % Matriz de Taxa Máxima  
        efetividade(i,j) = q(i)/qmax(i,j); % Matriz de Efetividade
```

```
    end
```

```
end
```

%% Plotagem dos Gráficos do tipo Contourf e Superfície

% Plotagem da Efetividade com simultaneidade de variações de temperaturas

```
figure  
hold on  
box on  
contourf(te, Tce, efetividade', 40)  
colormap('jet')  
d = colorbar;  
title('Análise Paramétrica - Efetividade X Temperaturas de Entrada')  
xlabel('Temperatura de Entrada no Tubo [°C]')  
ylabel('Temperatura de Entrada no Casco [°C]')  
ylabel(d, 'Efetividade')
```

% Plotagem da Taxa Máxima com simultaneidade de variações de temperaturas

```
figure  
hold on  
box on  
contourf(te, Tce, qmax', 40)  
colormap('jet')
```

```

d = colorbar;
title('Análise Paramétrica - Taxa Máxima X Temperaturas de
Entrada')
xlabel('Temperatura de Entrada no Tubo [°C]')
ylabel('Temperatura de Entrada no Casco [°C]')
ylabel(d, 'Taxa de Calor Máxima [W]')

% Plotagem Tridimensional

figure
hold on
box on
meshc(te, Tce, efetividade')
colormap('hot')
title('Análise Paramétrica - Tridimensional')
xlabel('Temperatura de Entrada no Tubo [°C]')
ylabel('Temperatura de Entrada no Casco [°C]')
zlabel('Efetividade')

%% Plotagem dos Gráficos de Linha

% Fixando a temperatura de entrada do fluido quente no tubo
(te)
te = 110; % já superpõe na workspace o 'te' criado
anteriormente
Tce = 0:0.1:75;
q2 = mt*cpt.*(te-ts);
qmax2 = cmin.*(te-Tce);
efetividade2 = q2./qmax2;

% Plotagem do calor máximo em função da variação da temperatura
de entrada do fluido frio no casco (Tce)
figure
hold on
grid on
box on
plot(Tce, qmax2, 'Linewidth', 2)
legend('Taxa Máxima - Casco')
title('Análise Paramétrica - Taxa de Calor X Temperatura')
xlabel('Temperatura de Entrada no Casco [°C]')
ylabel('Taxa de Calor Máxima [W]')

% Plotagem do calor máximo em função da variação da temperatura
de entrada do fluido frio no casco (Tce)

```

```

figure
hold on
grid on
box on
plot(Tce, efetividade2, 'color', [0.25, 0.25, 0.25], 'Linewidth',
2)
legend('Efetividade - Casco')
title('Análise Paramétrica - Efetividade X Temperatura')
xlabel('Temperatura de Entrada no Casco [°C]')
ylabel('Efetividade')

% Fixando a temperatura de entrada do fluido frio no tubo (Tce)
Tce = 35; % já superpõe na workspace o 'Tce' criado
anteriormente
te = 100:0.1:125;
q2 = mt*cpt.*(te-ts);
qmax2 = cmin.*(te-Tce);
efetividade2 = q2./qmax2;

% Plotagem do calor máximo em função da variação da temperatura
de entrada do fluido frio no casco (Tce)
figure
hold on
grid on
box on
plot(te, qmax2, 'color', [0.9290 0.6940 0.1250], 'Linewidth', 2)
legend('Taxa Máxima - Tubo')
title('Análise Paramétrica - Taxa de Calor X Temperatura')
xlabel('Temperatura de Entrada no Tubo [°C]')
ylabel('Taxa de Calor Máxima [W]')

% Plotagem do calor máximo em função da variação da temperatura
de entrada do fluido frio no casco (Tce)
figure
hold on
grid on
box on
plot(te, efetividade2, 'color', [0.8510 0.0588 0.0588],
'Linewidth', 2)
legend('Efetividade - Tubo')
title('Análise Paramétrica - Efetividade X Temperatura')
xlabel('Temperatura de Entrada no Tubo [°C]')
ylabel('Efetividade')

```