

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

JORGE LUCAS BALDISSERA BOM

PROJETO DE TROCADOR DE CALOR COMPACTO PARA UM MOTOR STIRLING

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PATO BRANCO
2017**

JORGE LUCAS BALDISSERA BOM

PROJETO DE TROCADOR DE CALOR COMPACTO PARA UM MOTOR STIRLING

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica - DAMEC - da Universidade Tecnológica Federal do Paraná como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. MSc. Paulo Cezar Adamczuk

PATO BRANCO

2017

FOLHA DE APROVAÇÃO

PROJETO DE TROCADOR DE CALOR COMPACTO PARA UM MOTOR STIRLING

JORGE LUCAS BALDISSERA BOM

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 14/11/2017 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Junior
(UTFPR - Depto. de Engenharia Mecânica)

Prof. Dr. Adelino Carlos Maccarini
(UTFPR - Depto. de Engenharia Mecânica)

Prof. MSc. Paulo Cezar Adamczuk
(UTFPR - Depto. de Engenharia Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

Eu dedico este trabalho a minha família, que sempre esteve comigo, me ajudando e me dando forças para chegar ao fim deste curso.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que de forma direta ou indireta me ajudaram a chegar até o final do curso de engenharia mecânica. Sendo que alguns eu jamais vou esquecer a dedicação e a importância que me deram quando estava passando por algum tipo de problema.

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer os meus pais, pelo apoio dado todos estes anos, e principalmente pela oportunidade fornecida de estudar em uma universidade federal.

Aos meus colegas que passaram estes cinco anos comigo, me ajudando e lembrando que nesta corrida eu não estava sozinho, pois sempre que eu precisei, vocês me ajudaram, tornando esta extensa caminhada mais fácil e sem dúvida mais divertida.

Ao meu orientador por ter tido paciência, e mesmo estando defendendo uma tese de doutorado ainda encontrou tempo para me orientar e ajudar a fazer este trabalho de conclusão de curso.

A Universidade Tecnológica Federal do Paraná por ter proporcionado todos estes anos aprendizado e estrutura para a formação de engenheiros mecânicos.

A sala de apoio do curso de engenharia elétrica por ter fornecido materiais para a realização dos testes preliminares do trocador de calor.

Por fim gostaria de agradecer duas empresas que abriram suas portas para que se tornasse possível a construção do trocador de calor, a empresa de usinagem Tornearia Zanella e a empresa de soldas Rebemar Soldas.

"De tudo, ficaram três coisas: A certeza de que estamos sempre começando... A certeza de que precisamos continuar... A certeza de que seremos interrompidos antes de terminar... Portanto devemos: Fazer da interrupção um caminho novo... Da queda um passo de dança... Do medo, uma escada... Do sonho, uma ponte... Da procura, um encontro..."

(Fernando Sabino)

RESUMO

BOM, Jorge L.B. Projeto de trocador de calor compacto para um motor Stirling. 2017. 91f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

Neste trabalho de conclusão de curso foi desenvolvido um trocador de calor do tipo feixe de tubos, com escoamento cruzado dos fluidos. Este trocador de calor tem como objetivo ser instalado em um motor Stirling desenvolvido por Crestani (2016). O projeto proporciona ao motor um sistema de arrefecimento, onde o ciclo seja fechado, transformando a utilização do equipamento mais simples e robusta, podendo ser utilizado nos mais diversos lugares. Para a construção do trocador de calor foram realizados cálculos e seleção dos materiais que seriam utilizados na sua construção. Os resultados foram obtidos por cálculos e experimentalmente, sendo possível desta maneira fazer uma comparação, determinando o coeficiente de segurança real do trocador de calor, e o cálculo da diferença cometida no seu dimensionamento para com os resultados experimentais. Todos os cálculos foram feitos admitindo que não ocorre variação da temperatura ao longo do tempo, considerando-se um regime permanente.

Palavras-chave: Trocador de Calor, Radiador, Transferência de Calor, Motor Stirling.

ABSTRACT

BOM, Jorge L. B. Compact heat exchanger project for a Stirling engine. 2017. 91f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

This undergraduate thesis developed a heat exchanger type tube bundle with cross-flow drainage. The purpose of this heat exchanger is to be part of a Stirling motor developed by Crestani (2016). The project provides to the motor a closed cycle for the cooling system, improving its utilization into a simpler and stronger way. It is able to be used in several applications. The heat exchanger construction required calculation and the selection of the material used in its construction. The results obtained theoretically and experimentally were compared. There were determined the coefficient of real safety for the heat exchanger, and the theoretical difference in relation to the dimensioning for experimental results. All the calculations were performed assuming a permanent operation, where no temperature variation is considered along the time.

Keywords:Heat Exchanger, Radiator, Heat Transfer, Stirling Motor.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Transferência de calor por condução em estado estacionário através de uma parede plana	29
Figura 2 – Transferência de calor por convecção	30
Figura 3 – Tipos de aletas	31
Figura 4 – Camada limite de escoamento	32
Figura 5 – Transferência de calor de acordo com o escoamento	33
Figura 6 – Condutividade de alguns materiais	36
Figura 7 – Motor Stirling	39
Figura 8 – Sistema de refrigeração do motor Stirling	40
Figura 9 – Ciclo de arrefecimento	40
Figura 10 – Feixe de tubos	41
Figura 11 – Tubos de cobre	42
Figura 12 – Curva	43
Figura 13 – Caixa de canais para a distribuição da água para os tubos	43
Figura 14 – Hélice	44
Figura 15 – Distribuição escalonada dos tubos	46
Figura 16 – Fator de correção	50
Figura 17 – Temperaturas de entrada e saída do trocador de calor	50
Figura 18 – Efetividade da transferência de calor	53
Figura 19 – Fator de correção para a perda de carga	59
Figura 20 – Variação da área de troca térmica em função da velocidade de escoamento do ar	61
Figura 21 – Variação no número de tubos em função da velocidade de escoamento do ar	62
Figura 22 – Variação da área em função do espaçamento da matriz de tubos longitudinal	63
Figura 23 – Variação da área em função do espessamento da matriz de tubos transversal	63
Figura 24 – Caixas de canais	64
Figura 25 – Indicação da entrada e da saída da caixa de canais	65
Figura 26 – Estrutura feixe de canos	65
Figura 27 – Canos sendo soldados a estrutura	66
Figura 28 – Feixe de tubos	67
Figura 29 – Junta de borracha	67
Figura 30 – Croqui mancal	68
Figura 31 – Mancal da ventoinha do trocador de calor	68
Figura 32 – Eixo da ventoinha	69

Figura 33 – Base do trocador de calor	69
Figura 34 – Proteção da ventoinha	70
Figura 35 – Lacres de fixação da proteção da ventoinha	71
Figura 36 – Trocador de calor pronto	71
Figura 37 – Testes preliminares do trocador de calor	72
Figura 38 – Sistema de armazenamento de água quente e sistema de ar comprimido	73
Figura 39 – Motor elétrico de corrente contínua e fonte	73
Figura 40 – Anemômetro	74
Figura 41 – Termopares instalados na entrada e saída do trocador de calor . . .	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Quantidades de ar e água necessários para a remoção de uma unidade de calor do motor	26
Tabela 2 – Velocidades recomendadas para escoamento de fluidos em trocadores de calor	38
Tabela 3 – Dimensões do tubo	42
Tabela 4 – Dimensões da hélice	44
Tabela 5 – Dados específicos da água	45
Tabela 6 – Dados específicos do ar	46
Tabela 7 – Espaçamentos dos tubos	46
Tabela 8 – Fator de deposição	57
Tabela 9 – Tabela de resultados	60
Tabela 10 – Temperaturas de entrada e saída para o fluido quente no trocador de calor	75
Tabela 11 – Temperatura ambiente e velocidade de escoamento do ar	75

LISTA DE SÍMBOLOS

q_x	Transferência de calor por condução
k	Condutividade térmica do material
A	Área da parede em contato com o fluido
L	Espessura da placa
ΔT	Diferença de temperatura
h	Coeficiente de convecção do fluido
T_s	Temperatura da superfície sólida
T_∞	Temperatura do fluido
q_{conv}	Transferência de calor por convecção
q_{rad}	Transferência de calor por radiação
ε	Propriedade radiante do corpo
δ	Constante de Stefan-Boltzmann
T_{viz}	Temperatura da vizinhança
Re	Número de Reynolds
U_∞	Velocidade da corrente livre
L_c	Comprimento característico
ν	Viscosidade cinemática
μ	Viscosidade dinâmica
ρ	Densidade do fluido
Pr	Número de Prandtl
c_p	Calor específico
α	Difusividade térmica
Nu	Número de Nusselt
\bar{Nu}	Número de Nusselt médio
\bar{h}	Coeficiente médio de convecção

E	Espessura da parede do tubo
D_i e D_e	Diâmetro do tubo interno e externo
S_T, S_L e S_d	Passo transversal, longitudinal e diagonal da matriz de tubos do trocador de calor.
C_q	Taxa de capacidade calorífica do fluido quente
C_f	Taxa de capacidade calorífica do fluido frio
\dot{m}	Vazão em massa
T_1	Temperatura de entrada do fluido no trocador de calor
T_2	Temperatura de saída do fluido no trocador de calor
q e f	Denotação ao fluido quente e ao fluido frio
S	Área da superfície do trocador de calor
θ_m	Diferença de temperatura por condução qualquer
η_o	Eficiência global da superfície (aleta).
V_m	Velocidade média de escoamento
ΔT_{ml}	Temperatura média logarítmica
Z	Razão das taxas de capacidade
ΔT_1	Diferença de temperatura dos fluidos quente e frio quando estão entrando no trocador de calor
ΔT_2	Diferença de temperatura dos fluidos quente e frio quando estão saindo do trocador de calor
F	Fator de correção da média logarítmica de temperatura
$\Delta T_{ml,c}$	Temperatura média logarítmica corrigida
ε_f	Efetividade do trocador de calor
q	Transferência de calor real do trocador de calor
q_{max}	Máxima transferência de calor teórica para um trocador de calor
NUT	Número de unidade de transferência de calor transferidas pelo trocador de calor.

f	Fator de atrito interno
V_{max}	Velocidade máxima de escoamento
η_a	Eficiência de uma aleta
R''	Fator de deposição
R_p	Resistência condutiva da parede
R_c	Resistência a convecção
R_i	Resistência a incrustação
R	Resistência total
P_l	Passo longitudinal adimensional
P_t	Passo transversal adimensional
f_x	Fator de atrito externo
χ	Fator de correção
N_f	Número de fileiras de tubos
m	Massa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	Objetivos	27
1.1.1	Objetivo geral	27
1.1.2	Objetivos específicos	27
2	REFERENCIAL TEÓRICO	29
2.1	Tipos de transferência de calor	29
2.2	Camada limite	31
2.3	Camada limite térmica	33
2.4	Adimensionalização	34
2.4.1	Número de Prandtl	34
2.4.2	Número de Nusselt	35
2.5	Seleção dos materiais	35
2.6	Sistema de arrefecimento automotivo	36
2.7	Velocidade de escoamento dos fluidos no trocador de calor	37
3	MATERIAIS E MÉTODOS	39
3.1	Materiais e componentes do trocador de calor	41
3.1.1	Tubos de cobre	41
3.1.2	Curvas	42
3.1.3	Ventoinha	43
3.2	Metodologia e cálculo para o trocador de calor	45
3.2.1	Propriedades e considerações	45
3.2.2	Balanços globais de energia	46
3.2.3	Média logarítmica para a diferença de temperatura	49
3.2.4	Efetividade	51
3.2.5	Escoamento interno	53
3.2.6	Escoamento externo	54
3.2.7	Número de Nusselt	55
3.2.8	Coeficiente global de transferência de calor	56
3.2.9	Determinação da área de transferência térmica	58
3.2.10	Queda de pressão do fluido frio	58
3.2.11	Tabela de resultados	60
3.2.12	Variação de parâmetros do trocador de calor	60
3.3	Procedimento de construção	63
3.3.1	Caixa de condução de água	64
3.3.2	Feixes de tubos	65
3.3.3	Vedação entre o feixe de tubos e as caixas de canais	66
3.3.4	Mancal da hélice	67

3.3.5	Eixo da ventoinha	68
3.3.6	Base do trocador de calor	69
3.3.7	Proteção ventoinha	70
3.3.8	Acabamento do trocador de calor	70
3.4	Testes experimentais preliminares	71
3.4.1	Procedimento utilizado	72
3.4.2	Resultados obtidos	74
3.4.3	Comparação entre cálculos teóricos e resultados experimentais . . .	76
4	CONCLUSÕES	77
	REFERÊNCIAS	79
	APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DO TROCADOR DE CALOR	81

1 INTRODUÇÃO

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a temperaturas diferentes e se encontram separadas por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações de engenharia. O dispositivo utilizado para implementar essa troca é conhecido por **trocador de calor**, e exemplos específicos de sua utilização podem ser encontrados no aquecimento de ambientes, no condicionamento de ar, na produção de energia, na recuperação de calor em processos e processamentos químicos (MORAN et al., 2005).

Segundo Kreith e Bohn (2003), existem três tipos básicos de trocador de calor: recuperadores, regeneradores, e trocadores de calor de contato direto. Nos recuperadores os fluidos quente e frio são separados por uma parede, e o calor é transferido por meio de convecção para a parede e por condução através da parede. Em um regenerador, os fluidos quente e frio ocupam alternadamente o mesmo espaço no núcleo do trocador. O núcleo do trocador serve como dispositivo de armazenagem de calor que, periodicamente aquecido pelo fluido mais quente, transfere o calor para o fluido mais frio. Já nos trocadores de calor de contato direto, os fluidos quente e frio entram em contato direto, por exemplo, numa torre de refrigeração, na qual a água quente cai do topo da torre e esfria devido ao contato direto com um fluxo de ar mais frio ascendente.

O primeiro sistema de trocador de calor (radiador) para motores a combustão interna era composta basicamente de uma simples rede de tubos de cobre e bronze que envolviam o motor. O radiador automotivo, destinado a arrefecer os motores, foi produzido como uma derivação do radiador doméstico mais simples, que serve para aquecer as casas em dias de inverno nos lugares frios. A invenção deste radiador doméstico foi feita em 1855 e é devida ao italiano Franz SanGalli (MEDEIROS, 2006).

De acordo com Brunetti (2012), atualmente os processos empregados para retirar calor dos motores são:

- Por circulação de água
 - circulação fechada com torre de arrefecimento;
 - circulação aberta com reservatório;
 - termossifão;
 - circulação forçada.
- Por circulação de ar
 - livre;
 - forçada.
- Por circulação de óleo

- forçada;
- complementar a circulação de ar.

A Tabela 1 apresenta as quantidades de fluidos necessárias para remoção de uma unidade de caloria do motor.

Tabela 1 – Quantidades de ar e água necessários para a remoção de uma unidade de caloria do motor

Meio Arrefecedor	Calor Específico ($cal/^{0}C$)	Quantidade (g)
Ar	0,2380	4,2
Água	1,0043	1,0

Fonte: Brunetti (2012).

Segundo Kreith e Bohn (2003), o termo **trocadores de calor compactos** refere-se a projetos de trocador de calor nos quais grandes áreas de superfícies de transferência de calor são obtidas no menor espaço possível.

O trocador de calor compacto é muito utilizado para o arrefecimento do motor dos automóveis ou motores a combustão interna estacionários, resfriamento de fluido refrigerante em câmara fria e outros. É constituído basicamente por tubos (cilíndricos ou chatos) aletados de material super condutor, alumínio ou cobre, onde o fluido quente, passa pelo interior dos tubos (com pequenos diâmetros), trocando calor com o ar que é forçado em direção aos tubos e aletas. O tipo de escoamento dos fluidos neste tipo de trocador de calor é comumente cruzado devido à maneira do arranjo proporcionado pelas aletas, além disso, resiste e trabalha à pressão acima da atmosférica. Os trocadores de calor compactos tiveram papel fundamental no desenvolvimento de motores automotivos mais econômicos e com melhor eficiência. Com o arrefecimento a água, consegue-se uma maior estabilidade na temperatura de trabalho do motor.

Uma aplicação de um trocador de calor (radiador), além do regenerador, seria em um motor Stirling. O motor Stirling consiste em máquina térmica que realiza trabalho a partir da contração e da expansão de um gás, que alterna sobre um gradiente térmico. O fluxo térmico é controlado por mudanças volumétricas. A flexibilidade é o grande atrativo dos motores Stirling. Uma vez que estes motores trabalham com o calor proveniente de uma fonte externa, qualquer tipo de combustível pode ser empregado como fonte de energia térmica. Assim, neste trabalho é feito um projeto de trocador de calor compacto para motor Stirling.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Um motor Stirling foi projetado e construído na Universidade Tecnológica Federal do Paraná – *Campus* Pato Branco por Crestani (2016) em seu trabalho de conclusão de curso. Até o momento este motor utilizou para o seu arrefecimento um sistema de circulação aberto de água, deste modo tendo um grande desperdício de água. Portanto o objetivo principal deste trabalho é desenvolver um trocador de calor que permita resfriar a água de $60^{\circ} C$ até a temperatura de $50^{\circ} C$, com uma vazão de aproximadamente $1,3 L/min$, rejeitando para o ar atmosférico uma potência térmica equivalente a $775,9 W$, realizando um ciclo fechado de arrefecimento para um motor Stirling.

1.1.2 Objetivos específicos

- Escolher a configuração mais adequada para o trocador de calor;
- Seleção dos materiais utilizados;
- Cálculo da área de troca térmica;
- Estudo de um sistema de ar forçado (ventilador);
- Construção e testes.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 TIPOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Para o desenvolvimento do estudo, é importante o entendimento dos mecanismos físicos de transferência de calor, ou seja, determinar a taxa de transferência de calor em uma diferença de temperatura especificada.

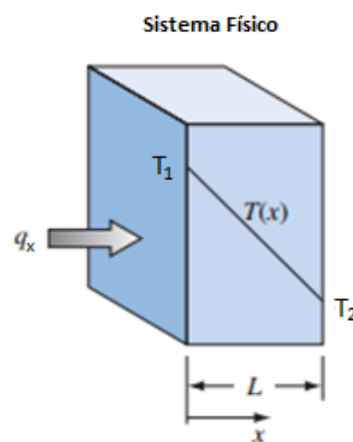
A condução de energia por um corpo acontece devido às atividades atômicas e moleculares, pois são processos nesses níveis que mantêm este modo de transferência de calor. A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas (INCROPERA et al., 2007).

A condução de calor acontece do mais energético (com maior temperatura) para o meio menos energético (com menor temperatura) como pode ser observado na Figura 1. A condução é mais forte em materiais sólido, pois a interação molecular é maior.

A taxa de condução de calor (q_x) pode ser calculado a partir da relação da condutividade do material (k), área da placa (A), espessura da placa (L) e diferença de temperatura (ΔT), através da parede.

$$q_x = \frac{Ak\Delta T}{L} \quad (2.1)$$

Figura 1 – Transferência de calor por condução em estado estacionário através de uma parede plana



Fonte: Kreith e Bohn (2003).

Para cálculos de engenharia, normalmente utilizam-se valores de condutividade térmica obtidos experimentalmente, embora para gases em temperatura moderadas

pode ser utilizada a teoria cinética dos gases para prever de forma precisa os valores experimentais (KREITH; BOHN, 2003).

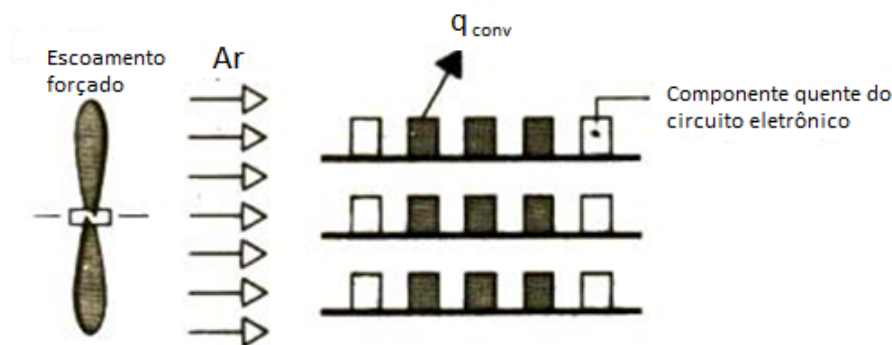
O modo de transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos. Além da transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão), a energia também é transferida através do movimento global, ou macroscópico, do fluido. Esse movimento do fluido está associado ao fato de que, em um instante qualquer, um grande número de moléculas está se movendo coletivamente ou como agregado. Tal movimento, na presença de um gradiente de temperatura, contribui para a transferência de calor (INCROPERA et al., 2007).

O modo de transferência de calor por convecção utilizado neste trabalho é de um fluido em movimento em contato com uma superfície a qual necessita retirar calor. O fluido pode ter uma convecção natural ou uma convecção forçada, por exemplo com um ventilador, aumentando a taxa de transferência de calor.

Pode-se calcular a transferência de calor por convecção pela relação entre a área em contato com o fluido (A), o coeficiente de convecção do fluido (h), temperatura da superfície sólida (T_s) e a temperatura do fluido (T_∞). Na Figura 2 o termo q'' denota taxa de transferência de calor por unidade de área.

$$q_{conv} = A h (T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

Figura 2 – Transferência de calor por convecção



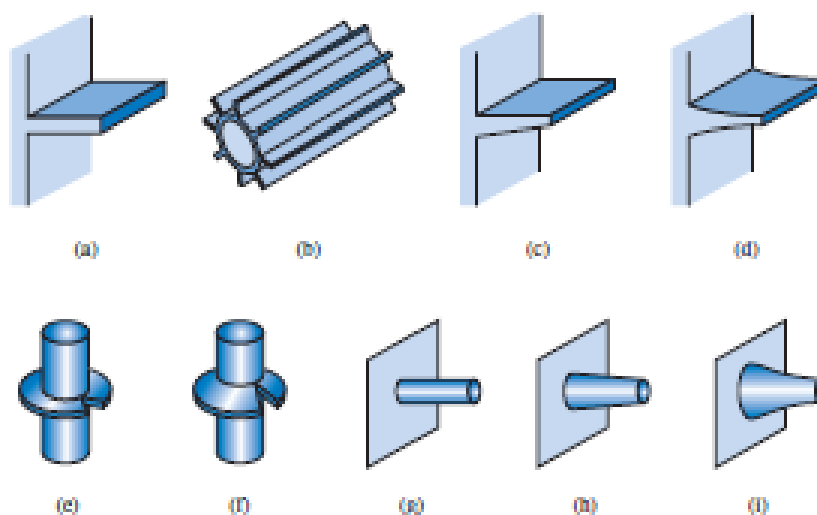
Fonte: Incropera et al. (2007).

O escoamento forçado usualmente é feito por meio de uma hélice que acelera o ar em direção a um trocador de calor o qual se deseja esfriar (ou esquentar) como mostra a Figura 2. É muito utilizado em radiadores de automóveis, sistema de resfriamento de computadores ou eletrônicos, sistemas de câmaras frias, entre outros.

Para trocadores de calor que utilizam a convecção, considerando a diferença de temperatura existente entre meio e superfície constante, existem duas maneiras para aumentar a eficiência; a primeira é através de um forçador de ar, dessa forma aumentando o fluxo de ar aumentamos o coeficiente de convecção, e a segunda

maneira é aumentando a superfície de contato do objeto, pois quanto maior a área de contato com o fluido maior é a transferência por convecção. Assim, se justifica a utilização de aletas em trocadores de calor. As aletas são superfícies estendidas de um objeto com o intuito de aumentar a troca térmica com o meio, como mostra a Figura 3.

Figura 3 – Tipos de aletas



Fonte: Kreith e Bohn (2003).

Outra forma de transferência de calor é por meio de radiação, ou seja, a energia é conduzida por meio de ondas eletromagnéticas ou fótons, que é resultado das mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. Para esta onda se propagar ao contrário da transferência de calor por condução e convecção não se necessita de um meio, conseguindo desta maneira se propagar no vácuo (ÇENGEL, 2012).

A equação para determinar quanto um corpo está irradiando de energia pode ser obtida a partir da relação entre área (A), propriedade radiante do corpo (ε), constante de Stefan-Boltzmann (δ), temperatura da superfície (T_s) e temperatura da vizinhança (T_{viz}).

$$q_{rad} = A \varepsilon \delta (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.3)$$

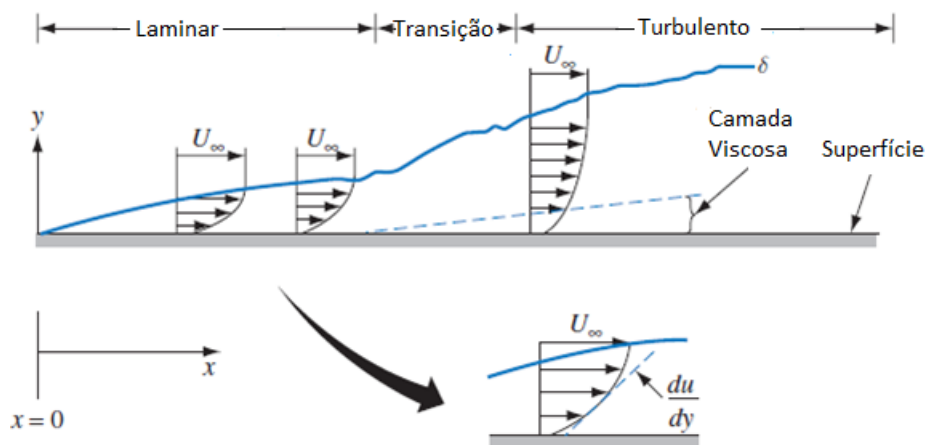
2.2 CAMADA LIMITE

O escoamento de um fluido sobre uma superfície plana, como mostra a Figura 4, é caracterizado por três tipos de escoamento: laminar, transição e turbulento.

Incropera et al. (2007) dizem que, para cada condição, o movimento de fluido é caracterizado por componentes da velocidade na direções x e y . O movimento do fluido se afastando da superfície se faz necessário pela desaceleração do fluido próximo à parede na medida em que a camada-limite cresce na direção x . Na camada limite laminar, o movimento do fluido é altamente ordenado, sendo possível identificar linhas de corrente ao longo das quais as partículas do fluido se movem. O movimento ordenado continua até a zona de transição ser atingida, ao longo da qual ocorre uma conversão das condições laminares para turbulentas. As condições transitórias mudam com o tempo, com o escoamento às vezes mostrando comportamentos laminares e às vezes exibindo escoamento turbulento. O escoamento turbulento é em geral altamente irregular, sendo caracterizado pelo movimento tridimensional aleatório de relativamente grandes parcelas do fluido.

No escoamento turbulento de um fluido, pode-se identificar três tipos de camadas, a camada mais próxima a superfície (camada viscosa), tendo um escoamento parecido com o escoamento laminar; a camada de amortecimento, que é a mistura entre o escoamento laminar e turbulento; e a camada turbulenta, onde o escoamento é sem orientação e altamente irregular.

Figura 4 – Camada limite de escoamento



Fonte: Kreith e Bohn (2003).

Com o número de Reynolds, Re , é possível identificar a região laminar e a região turbulenta na camada-limite. Usualmente o comportamento do escoamento (externo) de fluido pode ser laminar para valores de $Re < 500\,000$ e turbulento para valores de $Re > 500\,000$; para $Re = 500\,000$ é definido como **número de Reynolds crítico**, Re_{cr} . O número de Reynolds pode ser determinado pela equação:

$$Re = \frac{U_{\infty} L_c}{\nu} = \frac{\rho U_{\infty} L_c}{\mu} \quad (2.4)$$

onde,

U_∞ : velocidade da corrente livre (m/s);

L_c : comprimento característico (m);

ν : viscosidade cinemática (m^2/s);

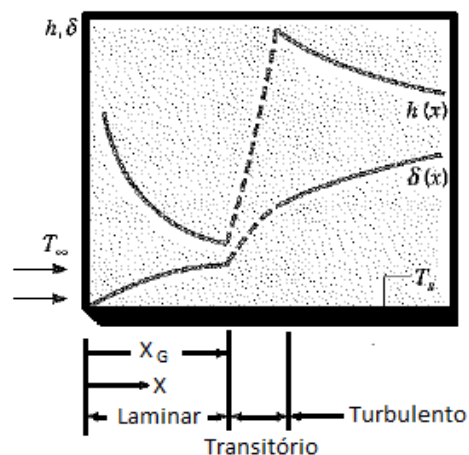
μ : viscosidade dinâmica (kg/sm);

ρ : densidade do fluido (kg/m^3).

2.3 CAMADA LIMITE TÉRMICA

Incropera et al. (2007) dizem que a distribuição de velocidades determina o componente advectivo do transporte de energia térmica ou de espécies químicas no interior da camada-limite, a natureza do escoamento também tem uma profunda influência nas taxas de transferência de calor e de massa convectivas. Similarmente ao que acontece com a camada de velocidade laminar, a camada-limite térmica é de espécies crescem no sentido do escoamento (aumento de x), os gradientes de temperatura e de concentração das espécies no fluido em $y = 0$ diminuem no sentido do escoamento, diminuindo também os coeficientes de transferência de calor e de massa.

Figura 5 – Transferência de calor de acordo com o escoamento



Fonte: Incropera et al. (2007).

Da mesma forma que induz grandes gradientes de velocidades em $y = 0$, a mistura turbulenta promove grandes gradientes de temperatura e de concentração de espécie adjacente a superfície do sólido, assim como um aumento correspondente nos coeficientes de transferência de calor e de massa ao longo da região de transição (INCROPERA et al., 2007).

A Figura 5 mostra o comportamento da transferência de calor de acordo com o escoamento, sendo o $\delta(x)$ a espessura da camada limite, $h(x)$ o coeficiente de transferência de calor de acordo com o escoamento do fluido, T_s a temperatura da superfície e T_∞ a temperatura do fluido antes do contato com a superfície da placa.

2.4 ADIMENSIONALIZAÇÃO

Para a simplificação dos cálculos de dimensionamento de trocadores de calor, é prático adimensionalizar as equações e combinar as variáveis, agrupando em números adimensionais, reduzindo desta forma o número de variáveis totais do cálculo das equações utilizadas.

2.4.1 Número de Prandtl

O número de Prandtl (Pr), é a razão entre as propriedades do fluido, que controla a relação entre as distribuições de velocidade e temperaturas (KREITH; BOHN, 2003).

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.5)$$

onde,

c_p : calor específico do fluido (J/kgK);

μ : viscosidade absoluta (kg/sm);

ν : viscosidade cinemática (m^2/s);

k : condutividade térmica (W/mK);

α : difusividade térmica (m^2/s).

O número de Prandtl é adimensional, e é uma homenagem a Ludwig Prandtl, que introduziu o conceito da camada limite em 1904 e fez importantes contribuições para a teoria. O número de Prandtl dos fluidos pode variar de 0,01 para os metais líquidos, e mais de 100000 para óleos pesados, pois o calor difunde-se muito mais rapidamente em metais líquidos e muito lentamente em óleos em relação à quantidade de movimento. Portanto, a camada limite térmica é muito mais espessa para os metais líquidos, e muito mais fina para óleos em relação à camada limite hidrodinâmica (ÇENGEL, 2012).

2.4.2 Número de Nusselt

O Número de Nusselt (Nu) é a adimensionalização para o coeficiente de transferência de calor por convecção de um fluido (ÇENGEL, 2012). A fórmula para se determinar o coeficiente de transferência de calor pode ser determinada a partir da equação 2.6.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (2.6)$$

onde,

h : coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m^2K);

L_c : comprimento característico (m);

k : condutividade térmica (W/mK).

A partir do valor local de Nu do trocador de calor, pode-se obter primeiramente o valor local do coeficiente de transferência de calor por convecção, a seguir, um valor médio do coeficiente de transferência de calor para o trocador de calor $\bar{N}u$ pode ser determinado a partir da equação 2.7 (KREITH; BOHN, 2003).

$$\bar{N}u = \frac{\bar{h}L_c}{k} \quad (2.7)$$

Sendo que \bar{h} é a média do coeficiente de transferência de calor por convecção.

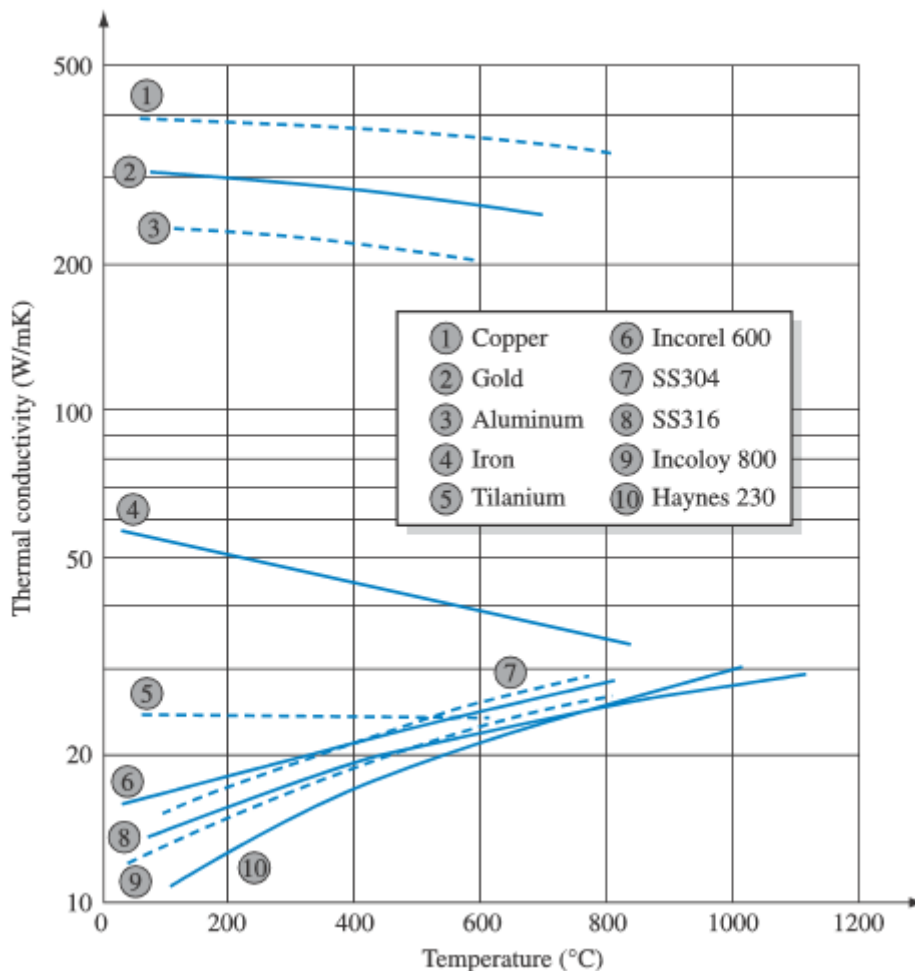
2.5 SELEÇÃO DOS MATERIAIS

O material para ser utilizado no trocador de calor deve atender as especificações, selecionando desta forma apenas os que atendem a todas as necessidades criadas no projeto do trocador de calor. Segundo Ashby (2005), as especificações são resistência a corrosão da água, não sofrer deformações com a passagem de água quente, deve suportar a pressão criada no circuito, além de ser o mais eficiente possível na condução térmica para dissipação do calor.

Como já mencionado, os materiais que apresentam as melhores condutividades térmicas e características que atendem as especificações, e ainda têm custos economicamente viáveis para a realização deste trabalho são o cobre e o alumínio. A Figura 6 mostra a condutividade de alguns materiais.

O material cobre possui propriedades elevadas de condutividade térmica, elétrica; todas as suas ligas apresentam resistência à corrosão provocada pela água, vapor de água, soluções salinas, minerais não oxidantes, ácidos orgânicos e soluções

Figura 6 – Condutividade de alguns materiais



Fonte: Kreith e Bohn (2003).

cáusticas (sendo resistente então a ambientes marinhos, rurais e industriais). Suas ligas são materiais que possuem grande ductilidade facilitando o processo de conformação, apresentando boa resistência mecânica e ótima usinabilidade, podendo ser unido com facilidade pelo processo de soldagem ou brasagem (METALS, 2017).

O alumínio apresenta boas propriedades mecânicas, compondo desta forma ligas com elevada resistência e baixo peso, é um material maleável, dúctil, de fácil conformação, tem boa resistência a corrosão provocada pela água e o vapor, tem elevada condutividade térmica e elétrica, não possui boa usinabilidade, é de difícil soldagem, mas pode ser unido por brasagem com facilidade, seu ponto de fusão é relativamente baixo, aproximadamente cerca de $600^{\circ}C$.

2.6 SISTEMA DE ARREFECIMENTO AUTOMOTIVO

O sistema de arrefecimento automotivo é fechado e pressurizado, em que o fluido que circula é uma solução de água com aditivos, que retiram o calor do interior

do motor que são provocados pela queima de combustíveis. A bomba d'água é a responsável pela circulação da água, sendo acionada através de correias ligadas ao motor. Quando se liga o motor, a água apenas circula dentro do bloco, ela só irá circular no radiador quando a sua temperatura exceder os $70^{\circ}C$, abrindo assim a válvula termostática (ROCHA, 2009).

Em temperatura normal de funcionamento, depois de o motor já estar aquecido, a água chega ao radiador com uma temperatura de $90^{\circ}C$ a $110^{\circ}C$, a temperatura varia devido a quantidade de rotações por minuto que o motor está e devido ao esforço que está sendo submetido no momento. Sendo a temperatura que a água deve retornar ao motor de $80^{\circ}C$ a $90^{\circ}C$, mantendo o motor trabalhando sempre a uma temperatura de $90^{\circ}C$, ou o mais próximo disso possível (ROCHA, 2009).

Os motores automotivos usam soluções de água, pois é necessário adicionar aditivos a água, atualmente um dos aditivos mais utilizados é o etileno-glicol, que é misturado na porcentagem de cinquenta por cento de água para cinquenta por cento de aditivo. O aditivo tem como objetivo aumentar o ponto de ebulição ($125^{\circ}C$) e diminuir o ponto de fusão ($-26^{\circ}C$) da solução aquosa, diminuindo desta maneira o risco de formação de vapor dentro das galerias no motor e o risco de congelamento da água em locais onde ocorrem invernos rigorosos. O aditivo ajuda no controle da corrosão do bloco do motor e na incrustação nas paredes do trocador de calor, ajudando desta forma a manter a integridade do sistema (BELORINI B.E.H. ; ROQUE, 2013).

2.7 VELOCIDADE DE ESCOAMENTO DOS FLUIDOS NO TROCADOR DE CALOR

A velocidade média do escoamento dos fluidos pode influenciar em quatro aspectos no ciclo de arrefecimento do motor:

- A eficiência da troca térmica;
- A perda de carga do sistema;
- A erosão dos tubos e curvas;
- O depósito e a incrustação.

Para a água no interior dos tubos, quanto maior for a velocidade de escoamento, maior será a troca térmica, pois maior será a intensidade da turbulência criada. Para aumentar a turbulência é necessário diminuir a área de troca térmica, no caso o diâmetro mínimo do tubo será menor, conseqüentemente quanto menor é o diâmetro do tubo, maior é perda de carga por atrito e mais energia será gasta para manter a circulação de água (SONG,).

Quando se tem ciclos fechados de circulação de água, os tubos e os outros componentes estão sujeitos a erosão, sendo que este problema é acentuado com

o aumento da velocidade de escoamento. Em contra partida quando se tem uma velocidade média de escoamento muito pequena favorece o depósito de sujeira, criando uma incrustação de difícil remoção, formando assim uma resistência a troca térmica, prejudicando a eficiência do trocador de calor (SONG,).

Existe sempre a preocupação em melhorar ao máximo a eficiência térmica sem acarretar uma perda de carga excessiva ou o comprometimento dos componentes do trocador de calor. Como o sistema de arrefecimento do motor Stirling é composto apenas por alumínio, cobre e aço, e já está sendo trabalhado com o mínimo diâmetro de tubo comercialmente encontrado na região, a velocidade média de escoamento da água será utilizada a mínima recomendada.

As velocidades recomendadas para os escoamentos dos fluidos podem ser analisadas na tabela 2.

Tabela 2 – Velocidades recomendadas para escoamento de fluidos em trocadores de calor

Número	Fluido	Velocidade Recomendada($\frac{m}{s}$)
1	Gases e vapor	25 a 30
2	Líquidos com viscosidade < 50 cP	1 a 3
3	Líquidos com viscosidade entre 50 e 1000 cP	0,5 a 2
4	Líquidos com viscosidade > 1000 cP	0,2 a 1
5	Água de Resfriamento	1 a 2,5

Fonte: (SONG,).

A velocidade dos gases e vapor deve ser elevada, devido a sua baixa condutividade térmica, para conseguir um bom coeficiente convectivo. O ar atmosférico a temperatura ambiente ($30^{\circ}C$) apresenta uma condutividade térmica de apenas $0.0258 W/mK$, por isso geralmente usa-se convecção forçada para se ter uma maior eficiência no trocador de calor.

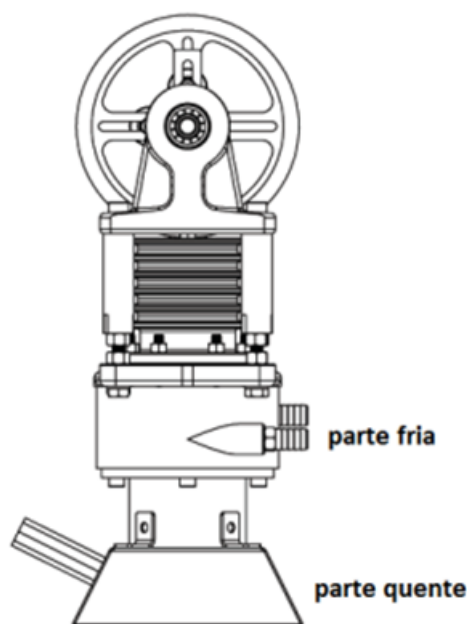
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão abordados os seguintes assuntos:

- Materiais e componentes do trocador de calor;
- Metodologia para o cálculo do trocador de calor;
- Procedimento utilizado na construção do trocador de calor;
- Resultados experimentais do trocador de calor.

O equipamento que será dimensionado terá a função de resfriar a água aquecida oriunda da câmara fria de um motor Stirling, conseguindo desta maneira fazer um ciclo fechado de arrefecimento para o motor. O motor pode ser analisado na figura 7.

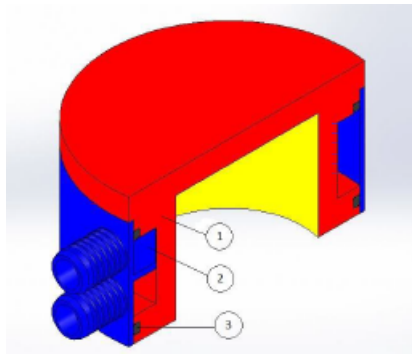
Figura 7 – Motor Stirling



Fonte: Crestani (2016).

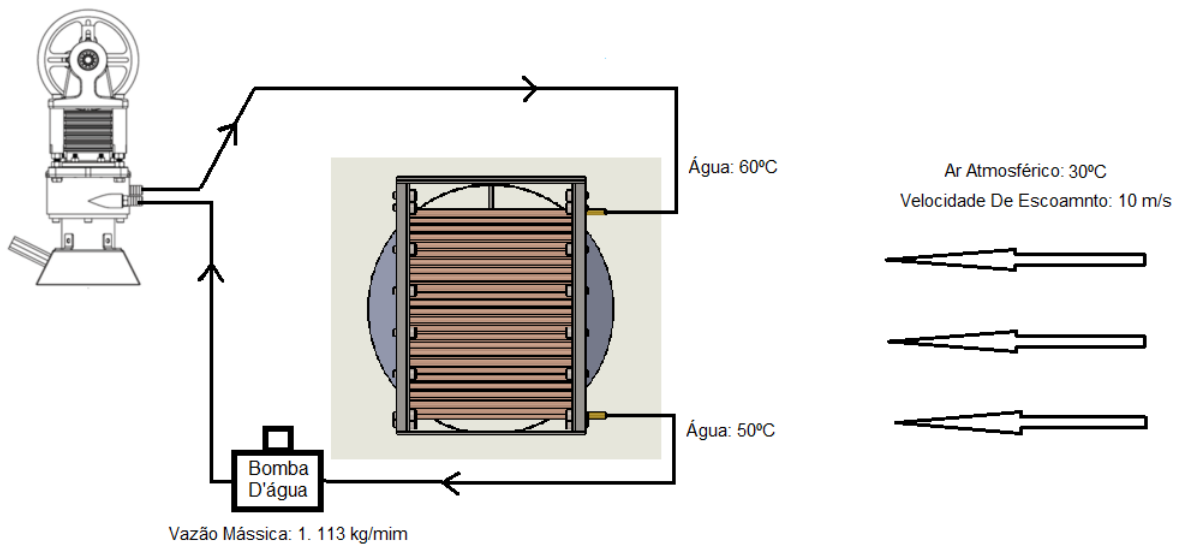
O funcionamento do sistema de arrefecimento é bastante simples, com a água seguindo um ciclo fechado. A água fria é bombeada para a câmara fria do motor, onde é aquecida, então esta água quente segue para o trocador de calor, que através deste vai se resfriando até ficar com a temperatura ideal para ser bombeada novamente para o motor, começando desta forma novamente o ciclo. A câmara fria do motor pode ser observada na figura 8. Na imagem são representados pela numeração 1, 2 e 3 respectivamente o corpo usinado, a cuba de refrigeração por onde a água deve circular dentro do motor e o canal para anel Oring responsável pela vedação.

Figura 8 – Sistema de refrigeração do mortor Stirling



Fonte: Souza (2017).

Figura 9 – Ciclo de arrefecimento



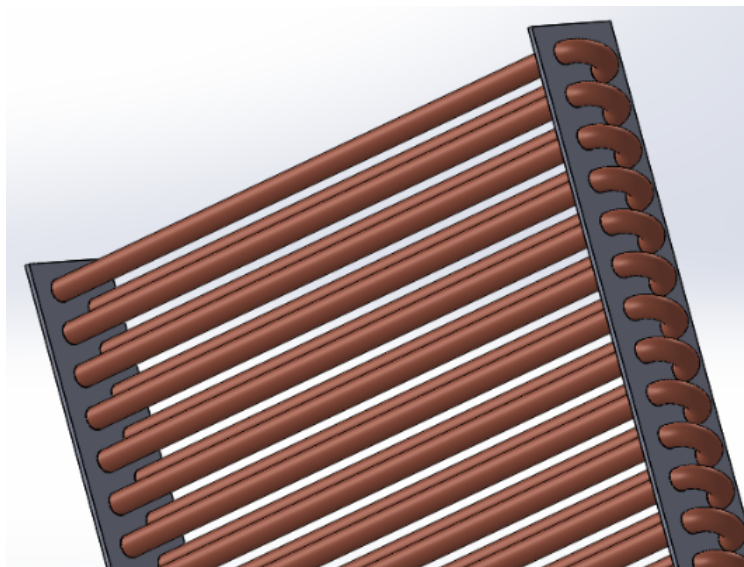
Fonte: Autor.

O trocador foi projetado com feixes de tubos lisos com pequeno diâmetro interno, possuindo uma espessura de parede de apenas um milímetro, facilitando desta forma a transferência de calor. A figura 10 mostra a configuração proposta de trocador do calor.

A configuração de feixes de tubos com escoamento cruzado dos fluidos foi escolhida devido a sua boa eficiência, por apresentar várias literaturas para a realização dos cálculos, permitir a sua confecção e testes experimentais.

Os tubos aletados não serão utilizados neste trabalho, porque são vendidos somente em grandes quantidades, por poucas empresas brasileiras, tornando assim a aquisição deste material muito caro, como exemplo foi pesquisada a empresa Tubal, localizada em São Paulo, que forneceu orçamento para a fabricação de dois metros de tubo aletado, no valor de quinhentos reais, o que inviabiliza financeiramente o projeto.

Figura 10 – Feixe de tubos



Fonte: Autor.

3.1 MATERIAIS E COMPONENTES DO TROCADOR DE CALOR

3.1.1 Tubos de cobre

Os tubos de cobre têm a função de realizar a troca térmica entre o fluido quente, vindo da camisa de água do motor Stirling e o fluido frio, o qual será forçado na direção dos tubos. Esta tubulação é responsável pela dissipação do calor rejeitado pelo motor para a atmosfera, apresentando a menor perda de carga por atrito possível na circulação da água, gastando o mínimo de energia com a bomba d'água para manter o ciclo de arrefecimento, garantindo desta forma o funcionamento contínuo do motor.

O material utilizado para o projeto, é uma liga de cobre e fósforo, sendo a UNS-C12200, que é utilizada em sistemas de refrigeração industrial, geladeiras, ar condicionado, tubulação de gás e outros. O material foi selecionado por apresentar uma alta condutividade térmica, fácil conformação mecânica (facilita a fabricação do trocador de calor) e apresentar uma fácil soldabilidade com eletrodos de latão.

Os tubos podem ser observados na figura 10, são produzidos de acordo com a norma NBR 7541, ASTM B743, B280 e B903, sendo tubos lisos, flexíveis e sem emendas.

A espessura de parede do tubo (E), diâmetro interno (D_i) e diâmetro externo (D_e) são apresentados na tabela 4

Figura 11 – Tubos de cobre



Fonte: Autor.

Tabela 3 – Dimensões do tubo

Número	cotas	Dimensão (mm)
1	E	1,0
2	D_i	4,4
3	D_e	6,4

Fonte: Autor.

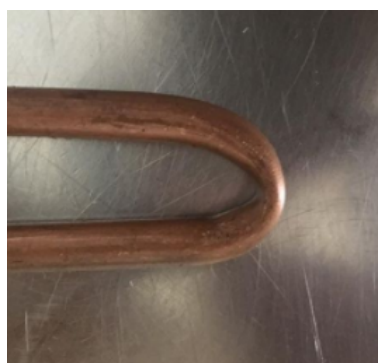
3.1.2 Curvas

Como os projetos de trocadores de calor são compostos por conjuntos de tubos, e a maioria das vezes o fluido necessita de vários passes para realizar a troca térmica, é necessário interligar estes tubos, para que a água transfira calor para o ambiente até chegar à temperatura que se deseja e então seja bombeada novamente ao motor.

Neste projeto os tubos serão alinhados paralelamente no sentido horizontal, necessitando desta forma curvas de 180° para interligar-los. Como não existem curvas com o raio de giração que estamos projetando, foi tentado desenvolver a curva através

de uma barra de tubo com liga UNS-C12200, porém mesmo desenvolvendo uma dobradeira para evitar a deformação e falha da curva o material não suportou este raio de curvatura, o tubo durante a dobra se deformou de tal forma que diminuiu a cavidade na qual ocorre o escoamento interno da água como pode ser visto na figura 12.

Figura 12 – Curva



Fonte: Autor.

Então para resolver este problema foi desenvolvida uma caixa com canais, para fazer a distribuição da água entre os tubos. Os canais feitos na caixa possuem maior diâmetro que os tubos, diminuindo desta forma a perda de carga, a caixa de canal pode ser observada na figura 13.

Figura 13 – Caixa de canais para a distribuição da água para os tubos



Fonte: Autor.

O material utilizado para as caixas de condução da água são chapas de aço SAE-1020, por apresentar fácil usinabilidade, facilitando o processo de furação e abertura dos canais.

3.1.3 Ventoinha

Para aumentar a eficiência do trocador de calor, a circulação do ar deve ser forçada em direção aos tubos, aumentando a turbulência do escoamento e a

transferência de calor. Então utilizou-se uma hélice para esta aceleração do fluido frio, a mesma foi ligada ao eixo do motor por correia.

A correia foi feita com um anel Oring, devido a pequena sollicitação de torque que a hélice solicita.

Quanto maior for o coeficiente de transferência de calor menor é a área de troca térmica necessária para o trocador de calor, diminuindo peso e material para a sua construção. No entanto quanto maior é a velocidade de escoamento do ar, mais energia está sendo gasta na hélice para que ocorra esta aceleração.

Como a rotação de trabalho do motor Stirling é baixa, aproximadamente quinhentas rotações por minuto (500 rpm) e o torque disponível é pequeno, a hélice deve apresentar baixa massa, e utilizar o mínimo possível de energia, o que levou a aplicar para o projeto uma hélice de aeromodelo, como pode ser observada na figura 14. A hélice de aeromodelo utilizada para o projeto possui as dimensões mostradas na tabela 4.

Figura 14 – Hélice



Fonte: Master Airscrew.

Tabela 4 – Dimensões da hélice

Número	cotas	Dimensão (mm)
1	Passo de hélice	101,0
2	Diâmetro máximo	285,0
3	Diâmetro de eixo	7,94
4	Massa	36 gramas

Fonte: Master Airscrew.

Para garantir que a maior parte do ar que será acelerado pela ventoinha irá passar por entre os tubos, é necessário uma proteção (como será descrito no item

3.5.7), garantindo assim a condução da corrente de ar da hélice até os tubos de troca térmica.

3.2 METODOLOGIA E CÁLCULO PARA O TROCADOR DE CALOR

3.2.1 Propriedades e considerações

Será considerado para o cálculo apenas troca térmica nos tubos. A troca de calor das mangueiras que conectam o trocador de calor compacto ao motor Stirling, não será considerada, uma vez que são produzidas a partir de borracha sintética, tendo uma condução térmica muito baixa, aproximadamente $0,17 \text{ (W/mK)}$. As caixas de canais para a distribuição de água (figura 13) apresentam paredes muito espessas, pois foram confeccionadas em chapas de meia polegada ($1/2''$) de espessura, possuindo uma condutividade térmica de $51,9 \text{ W/mK}$, sendo desta forma a transferência térmica muito pequena, uma vez que a diferença de temperatura é baixa e a resistência a transferência de calor é muito alta, aproximadamente $2,8 \text{ mK/W}$, por isso não serão consideradas nos cálculos.

A liga de cobre utilizada para projeto, UNS-C12200, apresenta massa específica de $8,9 \text{ (g/cm}^3\text{)}$, sua condutividade térmica é de aproximadamente $389,112 \text{ (W/mK)}$. Este material tem uma condutividade grande devido a liga conter 99,9% de cobre e 0,015% à 0,040% de fósforo (COOPERMETAL, 2009).

As propriedades da água foram obtidas de acordo com a tabela A.6 conforme Incropera et al. (2007). As propriedades são descritas para a temperatura média da água no trocador de calor, aproximadamente 55°C , como pode ser visto na tabela 5.

Tabela 5 – Dados específicos da água

Número	Propriedade	Dimensão
1	Massa Específica	$985,418 \text{ kg/m}^3$
2	Viscosidade	$5,046 \cdot 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$
3	Condutividade Térmica	$0,648 \text{ W/mK}$
4	Calor Específico	$4,183 \cdot 10^3 \text{ J/(kgK)}$

Fonte: Incropera et al. (2007).

As propriedades do ar atmosférico foram obtidos na Tabela 28 conforme Kreith e Bohn (2003), sendo utilizado para o dimensionamento o ar a temperatura ambiente 30°C , como pode ser observado na tabela 6.

A distribuição dos tubos utilizado neste projeto de trocador de calor é escalonada (triangular), sendo apenas duas fileiras de tubos alinhadas paralelamente no sentido horizontal, como pode ser observado na figura 15. Os valores dos espaçamen-

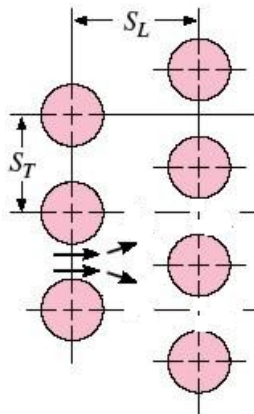
Tabela 6 – Dados específicos do ar

Número	Propriedade	Dimensão
1	Massa Específica	$1,128 \text{ kg/m}^3$
2	Viscosidade	$18,6815 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$
3	Condutividade Térmica	$0,0258 \text{ W/mK}$
4	Calor Específico	$1,013 \cdot 10^3 \text{ J/(kgK)}$

Fonte: Kreith e Bohn (2003).

tos longitudinais (S_L), transversais (S_T) e diagonais (S_D) são apresentados na tabela 7.

Figura 15 – Distribuição escalonada dos tubos



Fonte: Incropera et al. (2007).

Tabela 7 – Espaçamentos dos tubos

Número	Propriedade	Dimensão
1	Espaçamento transversal (S_T)	$10,0 \text{ mm}$
2	Espaçamento longitudinal (S_L)	$10,9 \text{ mm}$
3	Espaçamento diagonal (S_D)	$14,8 \text{ mm}$

Fonte: Autor.

3.2.2 Balanços globais de energia

Admitindo que há dois fluxos no trocador de calor, uma corrente quente escoando com taxa de capacidade térmica C_q e uma fria com taxa C_f , onde:

$$C_q = \dot{m}_q c_{p,q} \quad (3.1)$$

e

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \quad (3.2)$$

A conservação de energia requer que o calor transferido entre os fluxos sejam descritos pelo balanço de entalpia:

$$q = C_q (T_{q1} - T_{q2}) = C_f (T_{f2} - T_{f1}) \quad (3.3)$$

onde,

C_q : taxa de capacidade térmica da corrente quente (W/K);

C_f : taxa de capacidade térmica da corrente fria (W/K);

\dot{m} : vazão em massa (kg/s);

c_p : calor específico à pressão constante (J/kgK);

T : temperatura da corrente de fluido (K);

q e f : subíndices que denotam quente e frio, respectivamente;

1 e 2 : subíndices que denotam entrada e saída do trocador de calor, respectivamente.

A área de superfície de troca térmica pode ser avaliado pela equação 3.4.

$$q = U \eta S \theta_m = U_q \eta_{o,q} S_q \theta_m = U_f \eta_{o,f} S_f \theta_m \quad (3.4)$$

Onde,

q : taxa de transferência de calor (W);

S : área da superfície do trocador de calor (m^2);

U : coeficiente de calor global referente à superfície quente e fria (W/m^2K);

θ_m : diferença de temperatura por condução qualquer (K);

η_o : eficiência global da superfície (aleta).

Para o dimensionamento do trocador de calor deste projeto admite-se que nenhum dos fluidos irá sofrer mudanças de fase e que os calores específicos são constantes, as equações para o fluido quente e para o fluido frio estão representadas nas equações 3.5 e 3.6.

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,1} - T_{q,2}) \quad (3.5)$$

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,1} - T_{f,2}) \quad (3.6)$$

Pode-se então igualar as equações para fazer o balanço de energia, como mostra na equação 3.7, e encontrar a temperatura média de saída para o fluido frio (ar atmosférico).

$$\dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,1} - T_{f,2}) = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,1} - T_{q,2}) \quad (3.7)$$

Tem-se que a vazão mássica de água (\dot{m}_q) neste trocador de calor é de aproximadamente $1,113 \text{ kg/mim}$, de acordo com os experimentos realizados com a motor Stirling por Souza (2017). Com isso pode-se determinar a capacidade térmica para o fluido quente (C_q):

$$C_q = \dot{m}_q c_{p,q} = 77,6 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \quad (3.8)$$

Sendo o ar direcionado aos tubos com uma velocidade média de escoamento (V_m) de 10 m/s , e a área frontal (A) do trocador de calor é de aproximadamente 0.066 m^2 , os cálculos para a determinação da temperatura de saída do trocador de calor para o ar serão apresentados abaixo.

O cálculo do fluxo de massa para o fluido frio (\dot{m}_f) é feito pela equação 3.9 e a capacidade térmica (C_f) pela equação 3.10.

$$\dot{m}_f = \rho_f V_m A = 0,744 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.9)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} = 754,158 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \quad (3.10)$$

A transferência de energia real (q) e a máxima teórica (q_{max}) que o trocador de calor pode possibilitar entre os fluidos são apresentados nas equações 3.11 e 3.12.

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,1} - T_{q,2}) = 775,947 \text{ W} \quad (3.11)$$

$$q_{max} = c_{p,q} (T_{q,1} - T_{f,1}) = 2328,0 \text{ W} \quad (3.12)$$

Então realizando o balanço de energia (equação 3.7) pode-se determinar a temperatura média de saída para o fluido frio ($T_{f,2}$):

$$T_{f,2} = \frac{q}{\dot{m}_f c_{p,f}} + T_{q,1} = 31,029^\circ C \quad (3.13)$$

3.2.3 Média logarítmica para a diferença de temperatura

Para o desenvolvimento de uma relação entre a diferença média equivalente das temperaturas entre os dois fluidos que passam pelo trocador de calor, deve-se utilizar a média logarítmica de temperatura, pois o fluido quente resfria, diminuindo a sua temperatura exponencialmente e o fluido frio esquentando, aumentando a sua temperatura exponencialmente, à medida que os fluidos se deslocam em direção a saída do trocador de calor.

Para a determinação da equação média logarítmica de temperatura, deve-se considerar o trocador na sua forma ideal, ou seja, apenas haverá troca térmica entre o fluido quente e frio, serão desprezados quaisquer eventuais mudanças da energia cinética e potencial para os fluidos. A temperatura média logarítmica (ΔT_{ml}) é determinada para um trocador contracorrente, e pode ser expressa de acordo com a equação 3.14 (ÇENGEL, 2012).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.14)$$

Então tem-se que o ΔT_1 é a diferença de temperatura dos fluidos quente e frio quando estão entrando no trocador de calor, e ΔT_2 é a diferença de temperatura dos fluidos quente e frio quando estão saindo do trocador de calor.

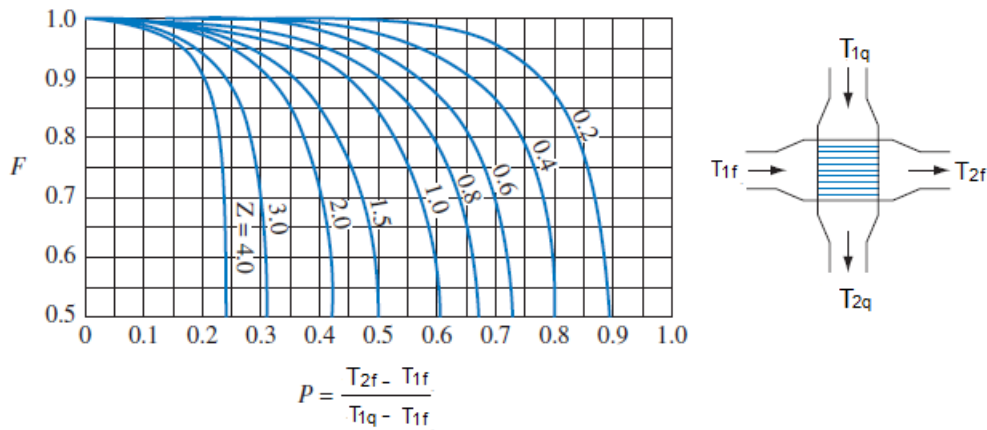
Para trocadores de calor com o fluxo de escoamento cruzado dos fluidos, deve-se utilizar um fator de correção (F) para relacionar com a média logarítmica de temperatura ΔT_{ml} obtida pela equação 3.14. O fator de correção depende da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio como apresentado pela figura 16 (ÇENGEL, 2012).

Pode-se determinar a razão das taxas de capacidade calorífica horária (Z) para um trocador de calor pela equação 3.15.

$$Z = \frac{T_{q1} - T_{q2}}{T_{f2} - T_{f1}} \quad (3.15)$$

Então a média logarítmica de temperatura corrigida ($\Delta T_{ml,c}$) para um trocador de calor compacto é definida pela equação 3.16, sendo ΔT_{ml} a diferença de temperatura média logarítmica para o caso de um trocador de calor contracorrente, com as mesmas temperaturas dos fluidos do trocador de calor compacto de entrada e saída.

Figura 16 – Fator de correção

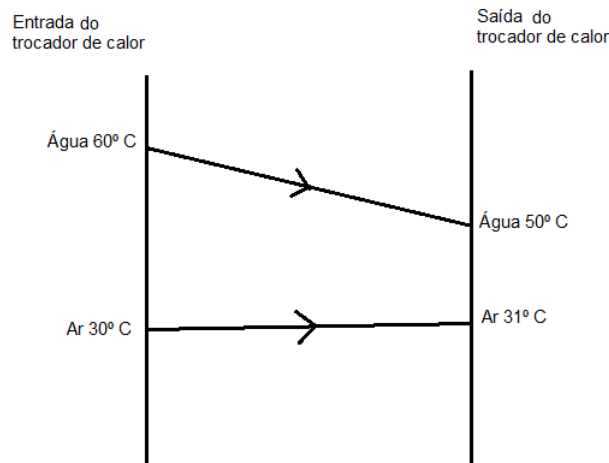


Fonte: Kreith e Bohn (2003).

$$\Delta T_{ml,c} = F \Delta T_{ml} \quad (3.16)$$

Como neste projeto tem-se as temperaturas de entrada e saída tanto para o fluido quente quanto para o fluido frio, pode-se determinar a média logarítmica de temperatura para o sistema.

Figura 17 – Temperaturas de entrada e saída do trocador de calor



Fonte: Autor.

A diferença de temperatura de entrada e de saída dos fluidos no trocador de calor são calculados a partir das equações 3.17 e 3.18.

$$\Delta T_1 = T_{q,1} - T_{f,1} = 30K \quad (3.17)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,2} - T_{f,2} = 18,971K \quad (3.18)$$

Então a média logarítmica de temperatura é apresentada na equação 3.19.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = 24,066K \quad (3.19)$$

Como explicado anteriormente, a média logarítmica de temperatura é calculada para um trocador de calor contracorrente, então como o projeto está dimensionando um trocador de calor com escoamento cruzado, deve-se utilizar um fator de correção (F) igual a 0,99. Sendo desta forma a média logarítmica de temperatura corrigida ($\Delta T_{ml,c}$):

$$\Delta T_{ml,c} = \Delta T_{ml}F = 23,825K \quad (3.20)$$

Para os cálculos do dimensionamento da área necessária para a troca térmica do trocador de calor será utilizado o método da média logarítmica de temperatura, por ser mais preciso e simples os cálculos. Será também calculado a efetividade para saber qual é a eficiência (ε_f) do trocador de calor e o número de NUT para saber qual é o número de transferência de calor transferidas pelo trocador de calor.

3.2.4 Efetividade

Quando definida as temperaturas de entrada e saída dos fluidos na análise do trocador de calor, convém utilizar o método da média logarítmica de temperatura para facilitar. Mas na maioria das vezes, quando se dimensiona um trocador de calor, não se tem o conhecimento das temperaturas de saída dos fluidos, então é preferível utilizar o método da efetividade, porque se utilizarmos o método da média logarítmica de temperatura, torna-se uma interação trabalhosa e extremamente complicada (INCROPERA et al., 2007).

A efetividade (ε_f) de um trocador de calor é a razão entre a quantidade real de transferência de calor (q) e a máxima quantidade de calor que pode ser transferida (q_{max}) (a máxima transferência de calor é considerado quando um trocador de calor ideal com escoamento contracorrente, tem a temperatura de saída do fluido quente igual a temperatura de entrada do fluido frio, e a temperatura de saída do fluido frio igual a temperatura de entrada do fluido quente) (INCROPERA et al., 2007). A equação pode ser definida pela equação 3.21.

$$\varepsilon_f = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.21)$$

Como se trata de uma razão entre o coeficiente de transferência de calor, tem-se que a efetividade é uma grandeza adimensional, que pode variar de $0 < \varepsilon_f < 1$:

$$\varepsilon_f = \frac{C_q(T_{q1} - T_{q2})}{C_f(T_{q1} - T_{f1})} \quad (3.22)$$

onde,

T_{q1} : temperatura do fluido quente na entrada do trocador de calor (K);

T_{q2} : temperatura do fluido quente na saída do trocador de calor (K);

T_{f1} : temperatura do fluido frio na entrada do trocador de calor (K);

C_q : taxa de capacidade térmica do fluido quente (J/kgK);

C_f : taxa de capacidade térmica do fluido frio (J/kgK).

As definições efetuadas anteriormente descrevem como a efetividade de uma configuração de escoamento pode ser apresentada em termos de dois parâmetros adimensionais, a razão entre as taxas de capacidade térmica, C_f/C_q , e a razão entre a condutância global e a menor taxa de capacidade térmica, UA/C_f . O parâmetro denominado número de unidades de transferência de calor ou NUT é número de unidades de transferência de calor transferidas pelo trocador de calor. Quanto maior o valor de NUT , mais próximo estará o trocador de calor da sua máxima eficiência. Por meio de análises que, em princípio, são similares às descritas para as correntes paralelas, a eficácia pode ser avaliada em relação à maioria das configurações de escoamento para um trocador de calor contracorrente. O resultado apresentado na figura 18 tem que a efetividade pode ser determinada pelos valores de NUT e C_f/C_q específicos. O parâmetro constante de cada curva é a razão entre as taxas de capacidades térmicas e os valores da efetividade (KREITH; BOHN, 2003).

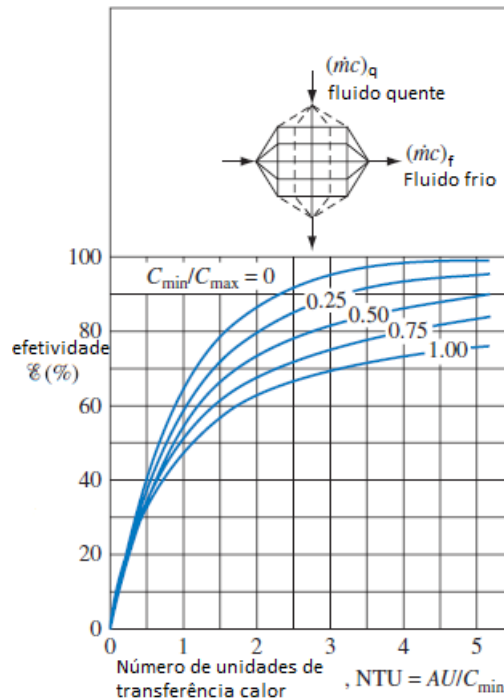
Tendo a máxima transferência de calor teórica que o trocador pode ter e a transferência real, determinou-se a efetividade:

$$\varepsilon_f = \frac{q}{q_{max}} = 0,33 \quad (3.23)$$

Sendo a razão das capacidades caloríficas do fluido quente pelo fluido frio aproximadamente 0.1028, pode-se determinar o número de NUT pela figura 18.

$$NUT = 0,5 \quad (3.24)$$

Figura 18 – Efetividade da transferência de calor



Fonte: Kreith e Bohn (2003).

3.2.5 Escoamento interno

Como para o projeto estão sendo utilizados tubos de cobre, deve-se conhecer o comportamento da camada limite de escoamento interno do fluido quente, pois os cálculos de transferência de calor mudam bastante de um escoamento laminar para um escoamento turbulento.

Para tubos lisos o número de Reynold (Re_q) pode ser determinado através da fórmula 3.25.

$$Re_q = \frac{V_m D_i}{\nu} = \frac{\rho V_m D_i}{\mu} \quad (3.25)$$

onde,

V_m : velocidade média de escoamento do fluido (m/s);

D_i : diâmetro interno do tubo (m);

ν : viscosidade cinemática (m^2/s);

μ : viscosidade dinâmica (kg/ms);

ρ : densidade do fluido (kg/m^3).

Então para a determinação do cálculo do número de Reynolds, faz-se necessário calcular a velocidade de escoamento do fluido quente, que é apresentado na equação 3.26.

$$V_{m,q} = \frac{\dot{m}_q A}{\pi D_i^2 \rho} = 1,238 \frac{m}{s} \quad (3.26)$$

O valor do número de Reynolds para o escoamento do fluido quente é:

$$Re = \frac{\rho_q V_{m,q} D_i}{\mu_q} = 10640 \quad (3.27)$$

Desta maneira tem-se um escoamento turbulento na parte interna dos tubos, sendo que o fator de atrito é calculado pela equação 3.28.

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} = 0,031 \quad (3.28)$$

3.2.6 Escoamento externo

Para um escoamento externo em feixes de tubos lisos, o número de Reynolds pode ser determinado a partir da formula 3.29.

$$Re = \frac{V_{max} D_e}{\nu} = \frac{\rho V_{max} D_e}{\mu} \quad (3.29)$$

Onde,

V_m : velocidade máxima de escoamento (m/s);

D_e : diâmetro externo do tubo (m);

ν : viscosidade cinemática (m^2/s);

μ : viscosidade dinâmica; (kg/ms)

ρ : densidade do fluido (kg/m^3).

Sendo que a velocidade máxima (V_{max}) é determinada pelo passo transversal de disposição dos tubos (S_T) como apresentado na equação 3.30.

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D_e} V \quad (3.30)$$

Como o fluido externo em um trocador de calor compacto é geralmente algum tipo de gás, sendo neste projeto o ar atmosférico, deve-se ter uma camada limite de escoamento o mais turbulento possível, pois nos gases o coeficiente convectivo é muito baixo, o que dificulta a transferência de calor.

A velocidade máxima (V_{max}) de escoamento do fluido frio e o número de Reynolds (Re_f) são calculados pelas equações 3.31 e 3.32.

$$V_{max} = V_{mf} \left(\frac{S_T}{S_T - D_e} \right) = 34,615 m/s \quad (3.31)$$

$$Re_f = \frac{\rho_f V_{max} D_e}{\mu_f} = 13380 \quad (3.32)$$

Pelo valor apresentado nos cálculos acima tem-se um escoamento turbulento, mas a velocidade com que o ar é forçado ainda é baixa e o número de Reynolds baixo, o que resulta em uma menor eficiência do trocador de calor.

3.2.7 Número de Nusselt

O número de Nu é uma função do número de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr), que pode ser determinado a partir das propriedades termodinâmicas para a temperatura média de escoamento do fluido e pela análise da camada limite de escoamento (número de Reynolds) (INCROPERA et al., 2007).

O número de Nusselt para o escoamento interno (Nu_q) pode ser determinado pela equação de Gnielinski. Onde $0,5 < Pr_q < 2000$ e $3000 < Re_q < 5 \times 10^6$.

$$Nu_q = \frac{\frac{f}{8}(Re_q - 100)Pr_q}{1 + 12.7(\frac{f}{8})^{0.5}(Pr_q^{\frac{2}{3}} - 1)} = 62,409 \quad (3.33)$$

O coeficiente de convecção para o fluido quente (escoamento interno) (h_i) é calculado pela equação 3.34

$$h_i = \frac{Nu_q K_q}{D_i} = 9191 \frac{W}{m^2 K} \quad (3.34)$$

Para o escoamento externo do fluido frio, pode-se determinar o número de Nusselt (Nu_f) para feixes de tubos escalonados a partir da equação 3.35. Sendo que $0,7 < Pr_f < 500$ e $1000 < Re_f < 2 \times 10^5$.

$$Nu_f = 0.35(S_T/S_L)^{0.2} Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_q} \right)^{0.25} = 52,206 \quad (3.35)$$

Onde S_T e S_L são respectivamente o passo transversal e longitudinal da matriz de tubos.

O coeficiente de convecção para o ar é calculados na equação 3.36.

$$h_e = \frac{Nu_f K_f}{D_e} = 173,146 \frac{W}{m^2 K} \quad (3.36)$$

3.2.8 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor é determinado levando em consideração as resistências por condução e por convecção entre fluidos separados por paredes planas e cilíndricas. Ao longo da operação normal de trocadores de calor, com frequência as superfícies estão sujeitas à deposição de impurezas dos fluidos e do próprio material que compõem a parede. A formação de um filme de incrustação na parede do tubo de troca térmica do trocador de calor, pode aumentar consideravelmente a resistência à transferência de calor. Este efeito pode ser levado em conta através da introdução de uma resistência térmica adicional, conhecida como **fator de deposição**, R'' (INCROPERA et al., 2007).

Nos trocadores de calor as superfícies estendidas (aletas) são adicionadas para aumentar à área superficial de troca térmica, diminuindo a resistência térmica à transferência de calor por convecção. Desta maneira levando em conta o efeito relativo à deposição e às aletas, pode-se determinar o coeficiente global de transferência de calor.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{(\eta_o h A)_f} + \frac{R'' f}{(\eta_o A)_f} + R_p + \frac{1}{(\eta_o h A)_q} + \frac{R'' q}{(\eta_o A)_q} \quad (3.37)$$

A equação para tubos lisos pode ser observada na equação 3.38.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{(hA)_f} + R_p \frac{1}{(hA)_q} \quad (3.38)$$

onde,

U : coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2 K$);

A : área da superfície em contato com o fluido (m^2);

η_o : eficiência global da superfície;

h : coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2 K$);

R'' : fator de deposição (m^2K/W);

R_p : resistência condutiva na parede (m^2K/W);

subíndices f e q : indicam fluidos frio e quente, respectivamente.

Os fatores de deposição na parede do tubo foram retirados da Tabela 11.1 encontrado em Incropera et al. (2007), e são apresentados na tabela 8.

Tabela 8 – Fator de deposição

Número	Propriedade	Dimensão
1	Fator de deposição Interno (R''_i)	0,0002 (m^2K/W)
2	Fator de deposição externo (R''_e)	0,0004 (m^2K/W)

Fonte: Incropera et al. (2007).

Para saber qual será a área de transferência térmica que será necessário neste trocador de calor, deve-se calcular a resistência a condução térmica que o material do tubo oferece, a resistência a convecção apresentado pelos fluidos e a resistência que se formará ao longo do tempo pela incrustação de sujeira nas paredes dos tubos.

A resistência a condução de calor apresentada pela parede do tubo, resistência a convecção e a resistência devido a incrustação são calculadas nas equações 3.39, 3.40 e 3.41.

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k_{cobre}} = 7,454 \times 10^{-4} \frac{K}{W} \quad (3.39)$$

$$R_c = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e A_e} = 1,221 \frac{K}{W} \quad (3.40)$$

$$R_i = \frac{R''_i}{A_i} + \frac{R''_e}{A_e} = 0,172 \frac{K}{W} \quad (3.41)$$

Então a resistência total do sistema é:

$$R = R_d + R_c + R_i = 1,394 \frac{K}{W} \quad (3.42)$$

Sabendo todas as resistências à transferência de calor, se torna possível determinar o coeficiente global de transferência de calor, apresentado pela equação 3.43.

$$U = \frac{1}{RA_e} = 178,452 \frac{W}{m^2K} \quad (3.43)$$

3.2.9 Determinação da área de transferência térmica

Tendo conhecimento do coeficiente global de transferência de calor, da média logarítmica de temperatura e da potência térmica que deve ser dissipada, é possível determinar a área de transferência de calor, calculada na equação 3.44.

$$S = \frac{q}{U\Delta T_{ml,c}} = 0,18249m^2 \quad (3.44)$$

Sabendo que o comprimento característico de cada tubo é de aproximadamente 200 mm, pode-se determinar a área de um tubo e posteriormente determinar qual é o número mínimo de tubos que será necessário para o trocador de calor.

A área superficial de um tubo e o número de tubos necessários para o trocador de calor são apresentados nas equações 3.45 e 3.46.

$$A_e = \pi D_e L_c = 4021mm^2 \quad (3.45)$$

$$n = \frac{S}{A_e} = 45,383 \quad (3.46)$$

Então para dissipar a potência térmica de 775,9 W para o ar atmosférico, nas condições apresentadas, o trocador de calor necessita apresentar no mínimo 46 tubos. Para construção foi desenvolvido um trocador de calor com 50 tubos, estão a sua potência térmica é:

$$q = SU\Delta T_{ml,c} = 852,63W \quad (3.47)$$

3.2.10 Queda de pressão do fluido frio

Como em trocadores de calor com feixes de tubos são construídos possuindo varias linhas de tubos, o ar ao passar por cada coluna sofre uma perda de carga. Quanto maior for o número de colunas, maior é a energia gasta para manter o fluxo de ar.

A queda de pressão do escoamento do ar está associada com a potência que a ventoinha deve apresentar para compensar e manter contínuo o fluxo.

O cálculo do passo longitudinal adimensional, transversal adimensional e a razão são determinados pelas equações 3.48, 3.49 e 3.51.

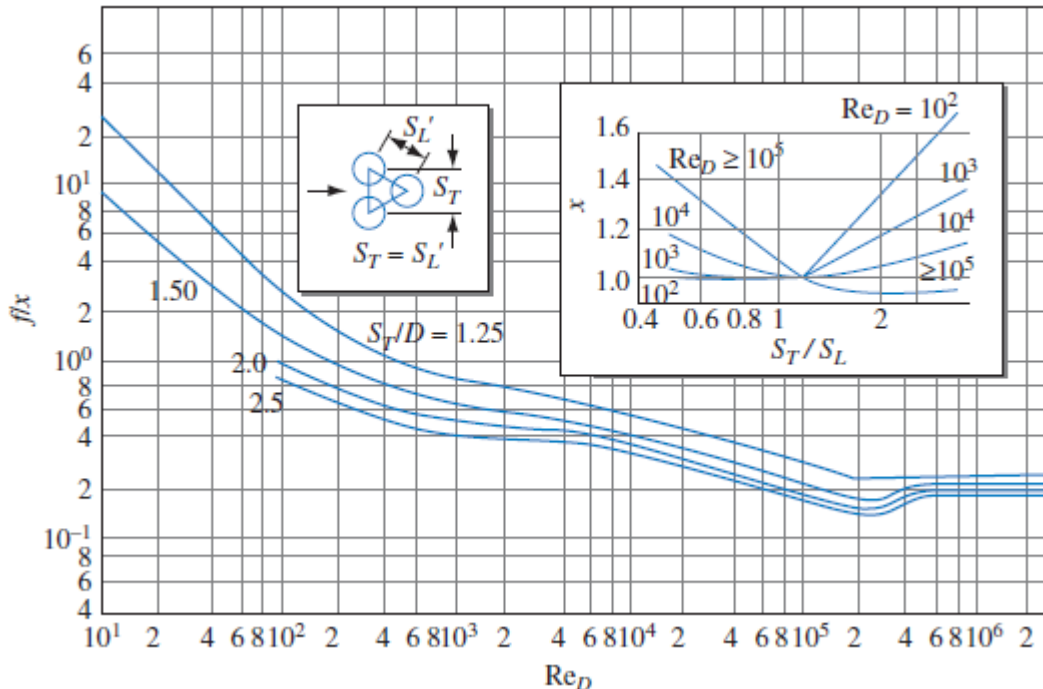
$$P_L = \frac{S_L}{D_e} = 1,7 \quad (3.48)$$

$$P_T = \frac{S_T}{D_e} = 1,5625 \quad (3.49)$$

$$\frac{P_T}{P_L} = 0,92 \quad (3.50)$$

A partir do gráfico mostrado na figura 19, determinou-se o valor do fator de correção (χ) e o fator de atrito (f_x).

Figura 19 – Fator de correção para a perda de carga



Fonte: Incropera et al. (2007).

Anteriormente determinou-se o número de Reynolds ($Re = 10064$) e a velocidade máxima de escoamento externo por entre os tubos ($V_{max} = 27,77m/s$), então analisando o gráfico conclui-se que o fator de correção é aproximadamente 1,02 e o fator de atrito é de 0,5.

Este projeto está sendo desenvolvido com um feixe de 50 tubos, sendo composto por duas colunas alternadas de 25 tubos cada. Então a perda de carga apresentada no sistema para o escoamento do ar é:

$$\Delta p = N_F \chi \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f = 264,159 Pa. \quad (3.51)$$

A perda de carga da água na sua passagem pelo trocador de calor não foi determinada, devido a sua dificuldade, esta questão fica como proposta para um novo projeto, junto ao dimensionamento e confecção de uma bomba d'água, para fazer a circulação da água tanto no motor quanto no trocador de calor.

3.2.11 Tabela de resultados

Apresenta-se de forma simplificada todos os resultados calculados para a confecção do trocador de calor na tabela 9.

Tabela 9 – Tabela de resultados

Número	Propriedade	Dimensão
1	Capacidade calorífica da água	77,6 (J/kgK)
2	Capacidade calorífica do ar	754,158 (J/kgK)
3	Máxima transferência de energia possível para o trocador de calor	2328(W)
4	Transferência de calor real do trocador de calor	775,9 (W)
5	Temperatura média logarítmica corrigida	23,825 (K)
6	Efetividade do trocador de Calor	0,33
7	Velocidade de escoamento da água	1,238 (m/s)
8	Máxima velocidade de escoamento do ar	34,615 (m/s)
9	Número de Reynolds para o escoamento interno	10640
10	Fator de atrito para o escoamento interno	0,031
11	Número de Reynolds para o escoamento externo	13380
12	Número de Nusselt escoamento interno	62,409
13	Númeo de Nusselt escoamento externo	52,206
14	Resistência total do sistema a transferência de calor	1,394 (K/W)
15	Coeficiente global de transferência de calor	178,452 (W/m ₂ K)
16	Área de troca térmica necessária	0,18249 (m ₂)
17	Número mínimo de tubos	46
18	Perda de carga do ar ao passar pelo trocador de calor	264,159 (Pa)
19	Potência térmica teorica do trocador de calor	852,63 (W)

Fonte: Autor.

3.2.12 Variação de parâmetros do trocador de calor

Para verificar a influência de alguns parâmetros na área de transferência de calor e no número de passes nos tubos, determinou-se os seguintes gráficos,

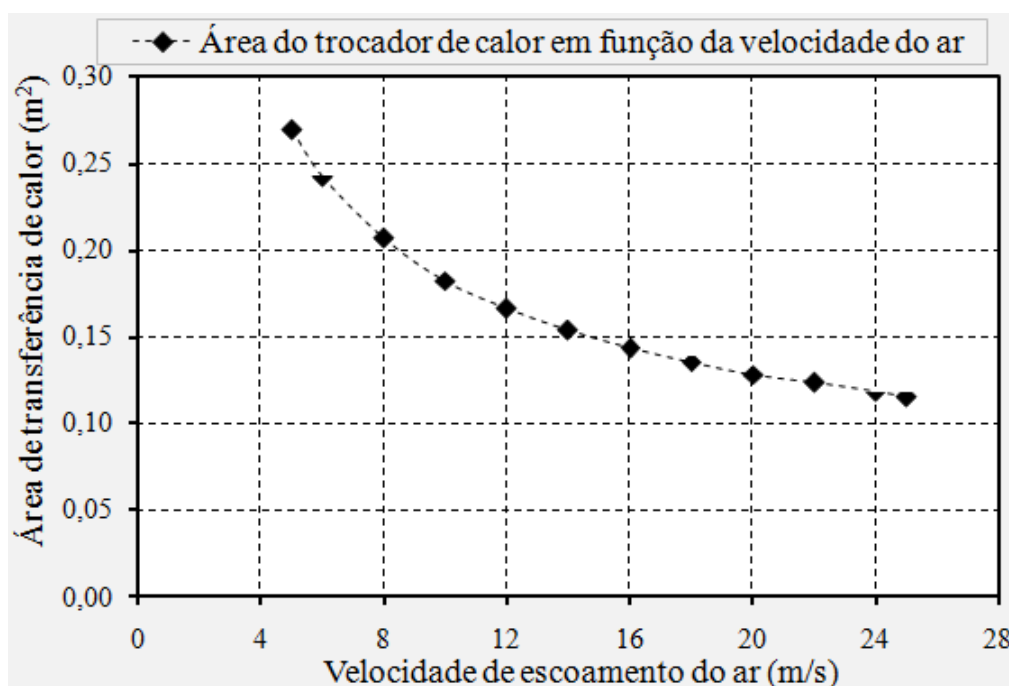
analisando:

- Influência da velocidade de escoamento do ar atmosférico na área de troca térmica;
- Influência da velocidade de escoamento do ar atmosférico no número de passes nos tubos;
- Influência do espaçamento longitudinal dos tubos na área de troca térmica;
- Influência do espaçamento transversal dos tubos na área de troca térmica.

Para a determinação dos coeficientes utilizados para a confecção do trocador de calor, foi analisada uma faixa de valores. Com esta análise permitiu-se ter uma idéia dos valores que facilitam a construção e tornam o projeto mais eficiente.

Um parâmetro é a velocidade do ar, que é forçado em direção aos tubos que realizam a troca térmica. Então construiu-se um gráfico para analisar a variação da área necessária de troca térmica, entre uma faixa de velocidades de 5 m/s até 25 m/s , como pode ser observado na figura 20 e a quantidade de tubos necessários para a confecção do trocador de calor figura 21.

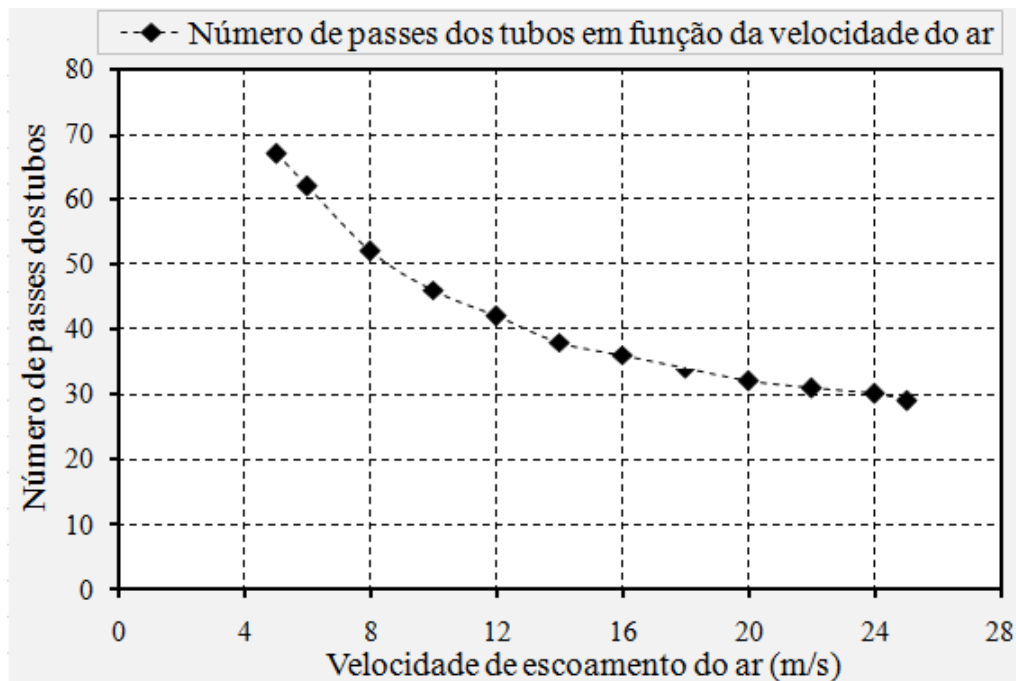
Figura 20 – Variação da área de troca térmica em função da velocidade de escoamento do ar



Fonte: Autor.

Pode-se analisar o gráfico na figura 20, quanto maior for a velocidade, menor é a área de troca térmica, e menor é o tamanho do trocador de calor. A velocidade

Figura 21 – Variação no número de tubos em função da velocidade de escoamento do ar



Fonte: Autor.

ideal para o escoamento de gases e vapor, é em torno de 25 a 30 m/s . Por não ter potência disponível para tamanha aceleração, usa-se 10 m/s , pouco menos da metade da velocidade aconselhável. A potência disponível pelo motor é de apenas 40,5 W , de acordo com os experimentos de Crestani (2016).

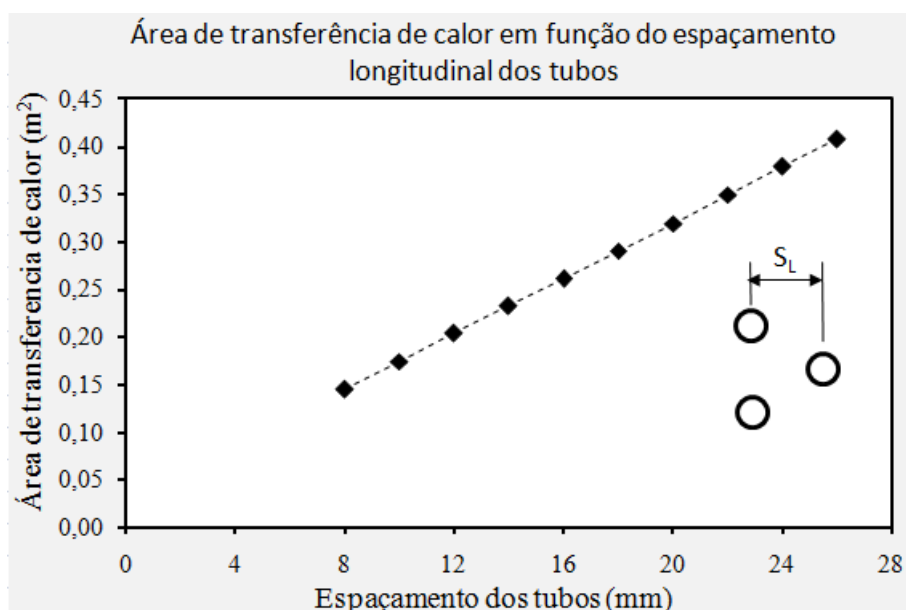
Outro coeficiente que pode variar um pouco durante a fabricação do trocador de calor, é o espaçamento da matriz de tubos, quanto mais perto os tubos estiverem, maior é a velocidade de escoamento do ar por eles, aumentando assim a transferência de calor.

Então para o estudo do projeto foi desenvolvido um gráfico para o intervalo de espaçamento entre os tubos (no sentido longitudinal) de 7 mm à 25 mm , como pode ser visto na figura 22.

Para determinar o espaçamento da matriz de tubos, foi levado em consideração o espaço mínimo necessário para realizar a solda dos tubos nas caixas de canais de condução para a água (o espaçamento como já descritos são $S_T = 10mm$ e $S_L = 10,9mm$).

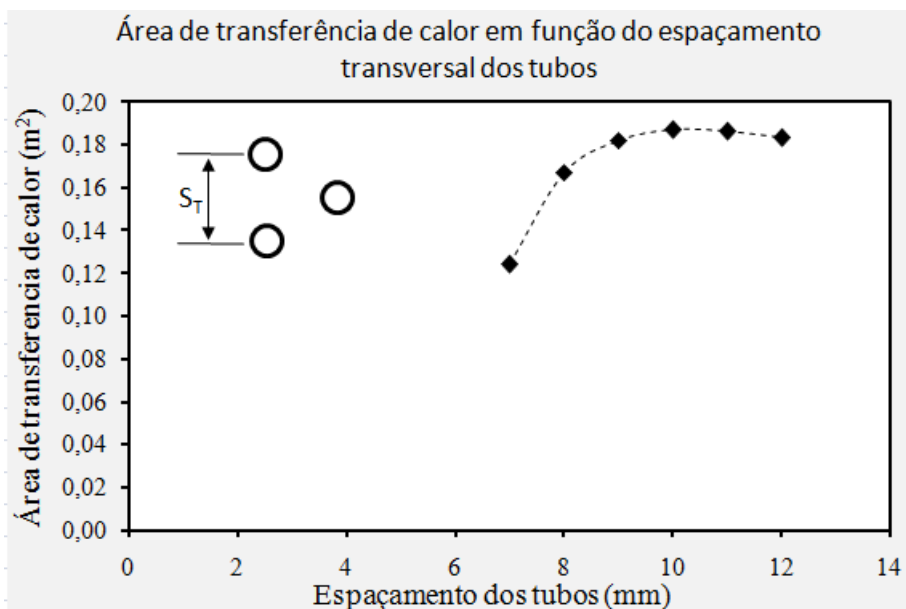
Os espaçamentos no sentido transversal também demonstram influência sobre a área de transferência de calor, como pode ser observada na figura 23.

Figura 22 – Variação da área em função do espaçamento da matriz de tubos longitudinal



Fonte: Autor.

Figura 23 – Variação da área em função do espaçamento da matriz de tubos transversal



Fonte: Autor.

3.3 PROCEDIMENTO DE CONSTRUÇÃO

Nesta seção explana-se como foram produzidos os componentes do trocador de calor, e a sua respectiva montagem. Para mais detalhes segue em anexo os desenhos técnicos do trocador de calor.

3.3.1 Caixa de condução de água

A caixa de condução de água é responsável por garantir a transferência de água de um tubo para o outro, fazendo com que a água passe pelos 50 tubos. O trocador de calor contém duas caixas de condução, uma do lado esquerdo e uma do lado direito, as duas caixas de canais podem ser observadas na figura 24.

Figura 24 – Caixas de canais



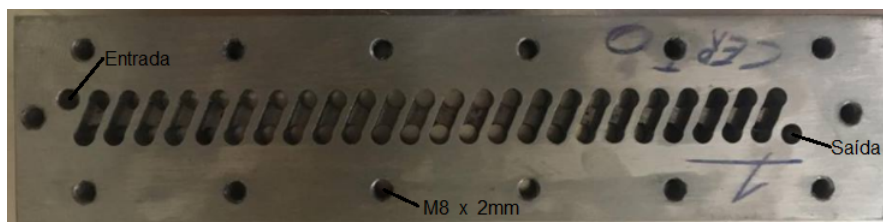
Fonte: Autor.

Para a confecção das caixas foi utilizado uma frezadora universal, da empresa Zanella Tornearia. Primeiramente foi dado um passe com um cabeçote com oito insertos para limpar a peça (chapa de aço), depois foi realizado a furação, com uma broca 6 *mm* para o início dos canais e com a broca 6,5 *mm* para o corte de rosca *M8 X 1,25 mm*, para a fixação da caixa no feixe de tubos. Após a furação começou o processo de abertura de canais com uma fresa 6 *mm* de diâmetro, onde cada passe conseguia retirar apenas 1 *mm* de material, a profundidade do canal é de 7 *mm*.

O acabamento superficial deste componente foi feito manualmente, lixando a superfície e passando a lima nos canais para a retirada de rebarbas e pequenas imperfeições causadas pela fresa.

Na confecção deste componente houve grande dificuldade, pois mesmo tendo o desenho em 2D desenvolvido em SolidWorks, ocorreram erros na abertura dos canais, uma peça foi confeccionada de forma inadequada e teve que ser descartada, pois ao tentar preencher os canais com solda, ocorreu o empenamento da peça. Além disso, um dos lados deve conter a entrada de água quente vinda do motor e a saída da água fria que irá para a bomba d'água como indicado na figura 25.

Figura 25 – Indicação da entrada e da saída da caixa de canais



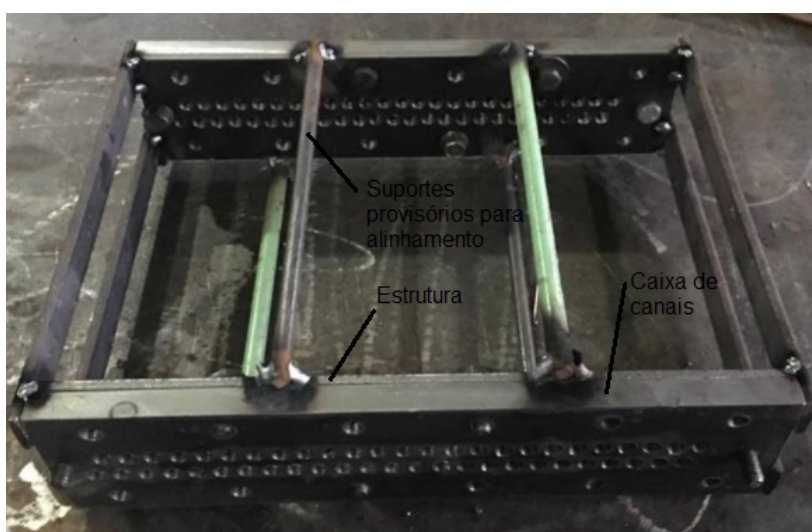
Fonte: Autor.

3.3.2 Feixes de tubos

Para a fabricação do feixe de tubos, fez-se uma estrutura onde fosse possível unir por solda os tubos na chapa, que foi parafusada na caixa de canais de condução de água. Esta estrutura tem como função garantir o alinhamento, espaçamentos e vedação do trocador de calor.

O primeiro passo para a construção da estrutura foi fazer a mesma furação da caixa de canais, onde os tubos serão soldados e os parafusos farão a fixação, como pode ser observado na figura 26. Após a furação as duas chapas as quais compõem a estrutura do feixe de tubos, foram parafusadas as caixas de condução para o alinhamento do trocador de calor. Posteriormente soldaram-se barras de aço provisórias para garantir que durante o processo de união entre a estrutura e os tubos não ocorresse a deformação da peça.

Figura 26 – Estrutura feixe de canos



Fonte: Autor.

Como os tubos são vendidos em bobinas, ao desenbobinar eles de forma manual, mesmo tendo muito cuidado ocorreu a sua deformação (foi levemente entortado

o tubo), devido o material ser muito maleável. Após desenrolar os tubos, com um martelo de tecnil foram endireitados, e posteriormente cortados (cortador próprio para tubos de cobre) no tamanho correto para serem soldados a estrutura.

Figura 27 – Canos sendo soldados a estrutura



Fonte: Autor.

Realizou-se a solda utilizando um equipamento de soldagem TIG (Tungsten Inert Gas), por se tratar de uma solda delicada, e a parede dos tubos apresentar pequena espessura, apenas 1 mm , o que dificulta o trabalho, deve-se ter muita precisão, qualquer erro pode furar ou trancar o tubo, o eletrodo utilizado foi varetas de latão.

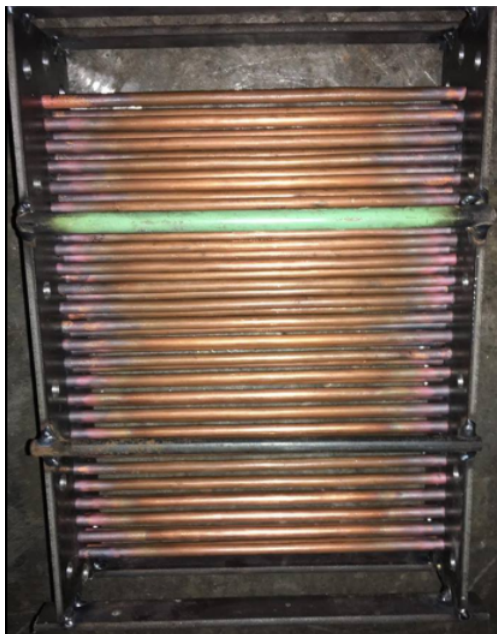
Durante o processo de soldagem um problema foi encontrado, o latão e o cobre fundido fluíam com muita facilidade para o interior do tubo, ocasionando o fechamento parcial da cavidade. Então após a soldagem, foi necessário utilizar uma retífica pneumática, usinando e abrindo novamente todas as cavidades dos tubos.

3.3.3 Vedação entre o feixe de tubos e as caixas de canais

As junções entre a estrutura do feixe de tubos e as caixas de canais foram feitas através de vinte e oito parafusos, onde ambas as superfícies foram usinadas para evitar que ocorresse vazamentos. Devido ao processo de soldagem para a união da estrutura e dos tubos, a existência de falha é iminente ocorrendo vazamento de água.

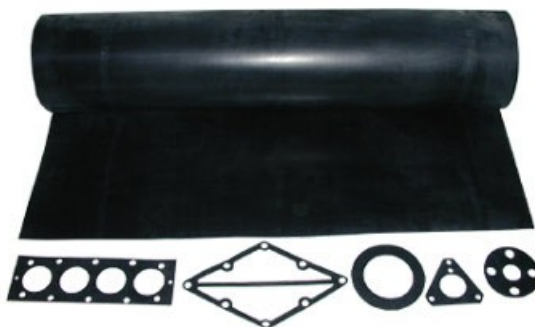
Para a vedação foi utilizado uma borracha de junta, como pode ser observado na figura 29. No projeto não se utilizou a vedação de papel por ser muito fina, e a junta de cortiça por trancar os canais quando comprimida (quando apertado os parafusos).

Figura 28 – Feixe de tubos



Fonte: Autor.

Figura 29 – Junta de borracha



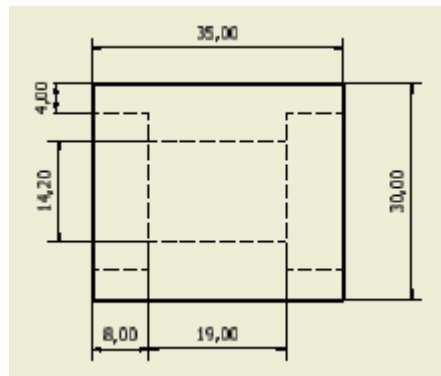
Fonte: SP-Juntas (2017).

3.3.4 Mancal da hélice

O mancal utilizado na ventoinha foi confeccionado no torno, feito com dois rolamentos NSK-609Z. As suas dimensões podem ser observadas no croqui apresentado pela figura 31.

A sua sustentação foi feita através de uma chapa (utilizado uma chapa 4 mm SAE 1020) soldada ao mancal e a base do trocador de calor, como pode ser visto na figura 31.

Figura 30 – Croqui mancal



Fonte: Autor.

Figura 31 – Mancal da ventoinha do trocador de calor



Fonte: Autor.

3.3.5 Eixo da ventoinha

O eixo onde fixou-se a hélice foi feito a partir das opções disponíveis de rolamento, hélice e correia. O material utilizado foi o aço SAE 1020, devido ao pequeno torque e solicitação que tem-se no sistema. Se o motor utilizar toda a sua potência no eixo da hélice será de apenas 0,061183 CV.

O canal para a correia foi feito no próprio eixo, uma vez que será utilizado um anel Oring como correia, a fixação do eixo no mancal será feita pelo encosto do rolamento, e na outra extremidade do mancal por um anel elástico de atuação externa, como pode ser visto na figura 32.

Figura 32 – Eixo da ventoinha



Fonte: Autor.

3.3.6 Base do trocador de calor

Para fixar a estrutura do feixe de tubos e a estrutura da ventoinha foi utilizado uma chapa (8 mm), fazendo desta forma uma base firme, para diminuir ao máximo a vibração do sistema, que pode ocasionar trincas e possíveis vazamento nas soldas feitas nos tubos. A base do trocador de calor pode ser vista na figura 33.

Figura 33 – Base do trocador de calor



Fonte: Autor.

A união entre a base e os componentes do trocador de calor foi feita pelo processo de soldagem MIG (Metal Inert Gas). Não foi utilizado parafusos devido ao

difícil acesso ao local.

3.3.7 Proteção ventoinha

A proteção responsável pela condução do ar da ventoinha até os tubos de troca térmica foram feitos através de uma chapa de inox (espessura 1 *mm*, largura 115 *mm* e comprimento 950 *mm*). Então esta chapa foi calandrada formando um aro de aproximadamente 300 *mm*, como pode ser observado na figura 34.

Figura 34 – Proteção da ventoinha



Fonte: Autor.

O acabamento e os encaixes feitos para direcionar o ar em todo o trocador de calor foram fabricados a partir de cinco pedaços menores de chapas, que foram conformados e cortados manualmente e posteriormente soldados no aro.

Utilizou-se o material inox por apresentar a maior facilidade de soldagem (solda TIG) com chapas de pequenas espessuras, facilitando o trabalho.

Fixou-se a proteção por solda ao sistema em dois pontos, na base do mancal por dois lacres, e a estrutura do feixe de tubos por um lacre apenas. Foram utilizados lacres para facilitar o processo de desmontagem caso algum dia seja necessário, os lacres e os pontos de fixação podem ser observados nas figuras abaixo.

3.3.8 Acabamento do trocador de calor

Após o processo de soldagem e montagem das diversas peças, o acabamento do trocador de calor foi feito pelo processo de desbaste, com o uso de disco flap com a granulagem 120. Para a remoção das graxas e outras substâncias adquiridas durante

Figura 35 – Lacs de fixação da proteção da ventoinha



Fonte: Autor.

o processo de soldagem, o reagente químico utilizado foi o Tiner. Após a superfície estar totalmente limpa e livre de qualquer gordura ou graxa, foi realizada a pintura para conservação da peça, utilizando uma tinta spray preto fosco. O trocador de calor após o acabamento superficial pode ser observado na figura 36.

Figura 36 – Trocador de calor pronto

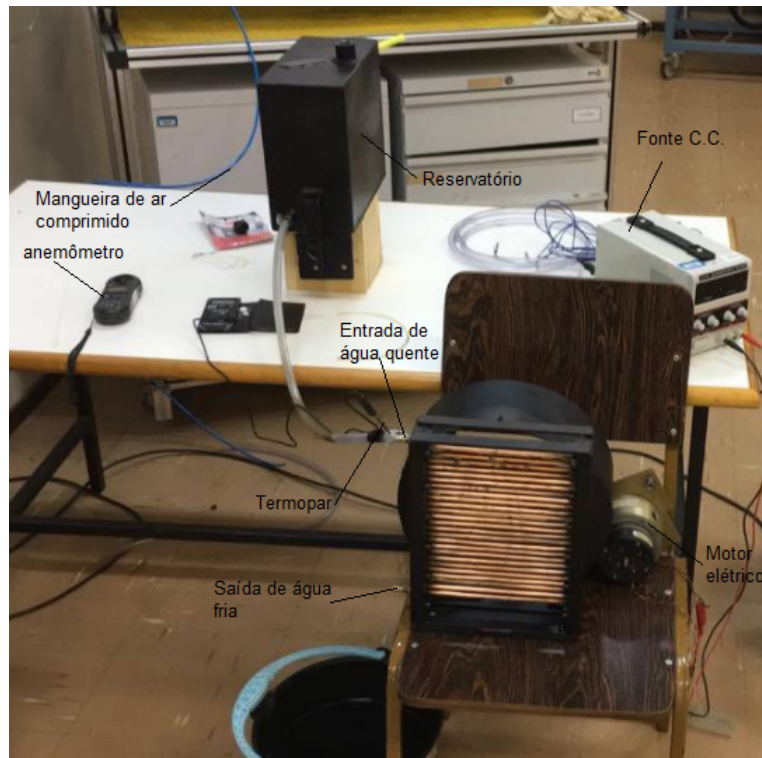


Fonte: Autor.

3.4 TESTES EXPERIMENTAIS PRELIMINARES

Desenvolveu-se uma bateria de testes preliminares no trocador de calor no laboratório de máquinas térmicas da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR, com o objetivo de verificar se o trocador de calor atende as necessidades do motor Stirling.

Figura 37 – Testes preliminares do trocador de calor



Fonte: Autor.

3.4.1 Procedimento utilizado

Antes da realização dos experimentos, aguardava-se o trocador de calor atingir o seu regime estacionário de trabalho, para posteriormente iniciar os testes. Foram necessários vários acessórios para simular o motor trabalhando em regime estacionário, dentre eles um reservatório de água que tinha uma capacidade de armazenamento de vinte litros de água, onde o mesmo era vedado. Para circular a água através do trocador de calor, utilizou-se a pressão do ar comprimido no bocal superior, possibilitando desta maneira controlar a vazão de água através da pressão de ar que era colocada na parte superior do reservatório. O reservatório e o sistema pneumático instalado para regular a vazão do sistema podem ser observados na figura 38.

Para medir a vazão de água, foi utilizado um copo volumétrico para determinar quantos litros de água estavam saindo do trocador de calor em um determinado período de tempo, o qual era cronometrado.

Para o acionamento da ventoinha foi utilizado um motor de corrente contínua, disponibilizado pelo laboratório de apoio de engenharia elétrica, junto a uma fonte de corrente contínua, onde era possível variar a frequência do motor através da tensão fornecida pela fonte. O motor e a fonte são mostrados na figura 39.

Para aferir a velocidade com que o ar estava circulando, foi utilizado um anemô-

Figura 38 – Sistema de armazenamento de água quente e sistema de ar comprimido



Fonte: Autor.

Figura 39 – Motor elétrico de corrente contínua e fonte



Fonte: Autor.

metro. Como o projeto não pôde ser desmontado, a velocidade do ar foi medida na parte posterior da ventoinha, sendo que o sentido da corrente de ar era forçado pela ventoinha para os tubos de troca térmica, o aparelho de medição pode ser visto na figura 40.

O aquecimento da água foi realizado utilizando duas resistências elétricas com uma potência de 750 W cada uma. A água era aquecida dentro de um recipiente até 70°C e então era despejada dentro do reservatório para começar o ciclo de resfriamento no trocador de calor.

A medição da temperatura da água foram feitas através de termopares, um

Figura 40 – Anemômetro



Fonte: Autor.

fixado na entrada (foi furada a mangueira, e fixado um termopar com cola quente e fita isolante) e outro na saída do trocador de calor. Os termopares podem ser observados na figura 41.

Figura 41 – Termopares instalados na entrada e saída do trocador de calor



Fonte: Autor.

3.4.2 Resultados obtidos

Os testes no trocador de calor foram realizados em dois diferentes dias, sendo medidos os seguintes parâmetros:

- A temperatura ambiente nos dias de testes;
- A velocidade de escoamento do ar;

- A pressão pneumática (manométrica) utilizada no reservatório;
- A vazão de água;
- A temperatura da água quente entrando no trocador de calor;
- A temperatura da água fria saindo do trocador de calor.

A temperatura de saída da água do trocador de calor foi medida com a ventoinha desligada e com a ventoinha ligada, conforme tabela 10. Os demais parâmetros necessários para a análise térmica do trocador de calor, medidos durante os testes, estão apresentados na tabela 11.

Tabela 10 – Temperaturas de entrada e saída para o fluido quente no trocador de calor

Número	Temp. de entrada	Temp. de saída (Vent. Desl.)	Temp. de saída (Vent. Lig.)
1	51°C	45°C	40°C
2	56°C	51°C	42°C
3	59°C	55°C	46°C

Fonte: Autor.

Tabela 11 – Temperatura ambiente e velocidade de escoamento do ar

Número	Propriedade	Dimensão
1	Temperatura ambiente do primeiro dia de experimentos	22° C
2	Temperatura ambiente do segundo dia de experimentos	19° C
3	Velocidade do ar medida com anemômetro	4,5 m/s
4	Pressão pneumática utilizada no reservatório	1 bar
5	Vazão utilizada nos experimentos	1,1 L/min

Fonte: Autor.

Os experimentos 1 e 2 foram realizados no primeiro dia de testes, e o experimento 3 foi realizado no segundo dia de testes.

Com os parâmetros medidos experimentalmente, que são apresentados nas tabelas 10 e 11, determinou-se o potencial térmico que o trocador de calor pode apresentar. Para simplificação dos cálculos utilizou-se como massa específica da água 1000 kg/m³.

$$\dot{m}_q = \frac{\Delta m}{\Delta t} = \frac{1,6 \text{ kg/min}}{102 \text{ s/min}} = 0,0157 \text{ kg/s} \quad (3.52)$$

Utilizou-se um calor específico para a água de 4186 (J/kgK), portanto a transferência de calor é:

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,1} - T_{q,2}) = 920,1 W \quad (3.53)$$

3.4.3 Comparação entre cálculos teóricos e resultados experimentais

Tem-se que os cálculos teóricos podem diferir dos resultados experimentais, uma vez que as literaturas informam que há um erro na determinação do coeficiente convectivo para escoamento externo turbulento, mais precisamente na determinação do número de Nusselt.

Quando realizado o experimento, existiam três fatores que estavam diferentes dos calculados, a velocidade de escoamento do ar atmosférico, a temperatura ambiente e a temperatura de entrada da água quente. O experimento foi realizado em um dia chuvoso, onde a temperatura ambiente estava quase $10^\circ C$ inferior a calculada, e a água quente não estava chegando ao trocador de calor com uma temperatura de $60^\circ C$, mas com uma temperatura um pouco inferior.

O trocador de calor calculado teoricamente apresentou um potencial térmico de $852 W$, e os testes experimentais apresentaram um potencial térmico de $920 W$. Esta diferença deve-se a temperatura do ar estar mais baixa, que de certa forma ajudou a compensar a queda de velocidade de escoamento do ar. A velocidade de escoamento do ar ficou abaixo do que se necessitava, pois o motor elétrico não forneceu a velocidade suficiente para a hélice. Por se tratar de uma hélice de apenas duas pás, é necessário uma rotação elevada. Uma solução para o problema é colocar uma hélice com três ou quatro pás, onde com menores rotações a velocidade de escoamento do ar é alcançada.

O trocador de calor apresentou uma diferença de potencial térmico superior de $7,4 \%$. Em condições normais de projeto o potencial térmico seria ainda maior. Além disso, quanto menor for a temperatura do ar, maior é a diferença de potencial térmico e maior é a transferência de calor.

4 CONCLUSÕES

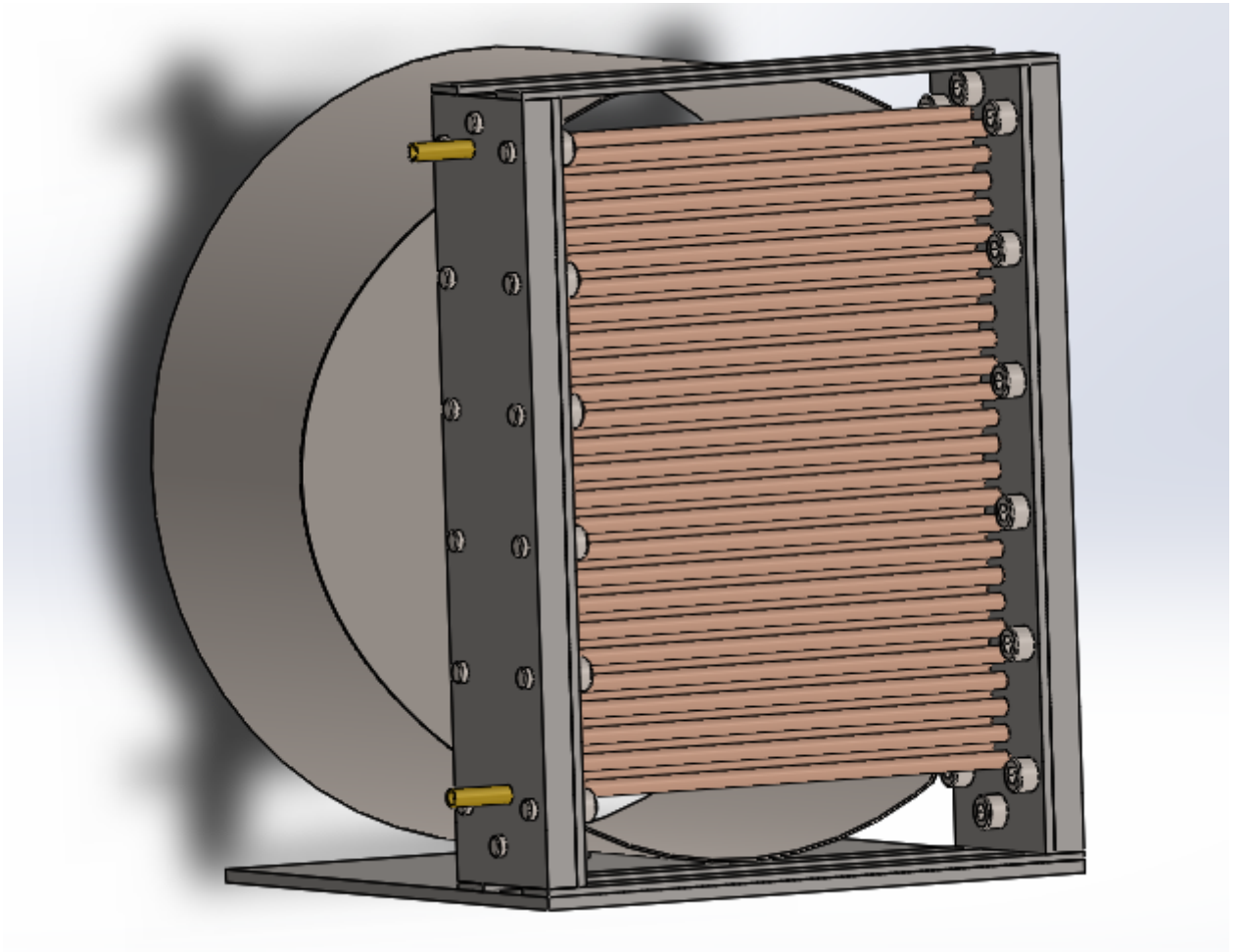
De acordo com os objetivos propostos neste trabalho que foi de desenvolver, construir e testar um trocador de calor, as seguintes conclusões foram obtidas:

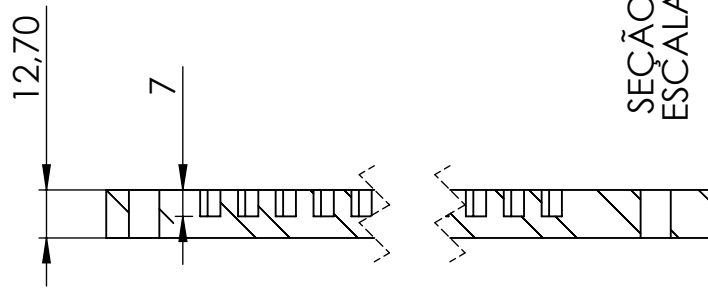
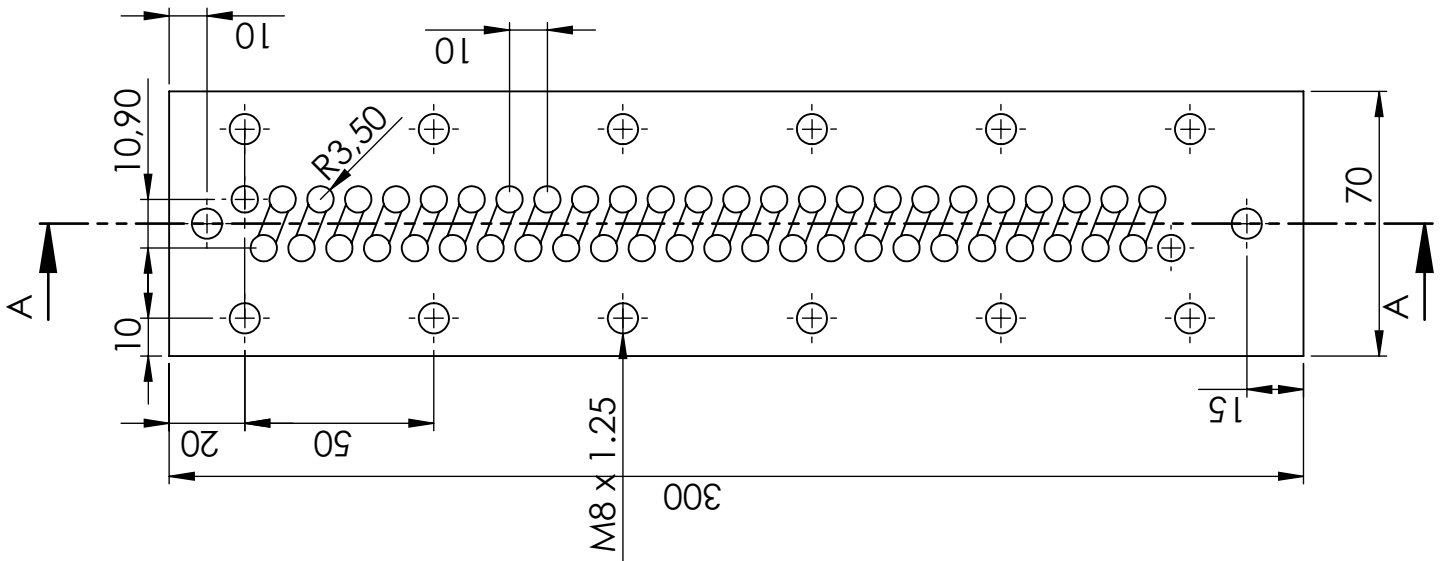
- Os materiais selecionados foram adequados para a construção e desenvolvimento do trocador de calor, facilitando a sua construção e testes, além de oferecerem uma boa eficiência na troca térmica;
- Embora haja pequenos erros nas equações para determinar os coeficientes de transferência de calor, o equacionamento utilizado permitiu dimensionar, encontrar a forma mais adequada do trocador de calor, o tamanho e a eficiência que o modelo iria possuir;
- O trocador de calor foi testado e apresentou um potencial de $920,1 \text{ W}$, nesta situação o coeficiente de segurança para o sistema de arrefecimento do motor é de aproximadamente 1,2;
- Os resultados teóricos e experimentais foram aproximados, divergindo somente em 7,4 %;
- A diferença de troca térmica por convecção natural e por convecção forçada do ar atmosférico foi de aproximadamente $525,77 \text{ W}$. Com a convecção natural o trocador de calor apresentou apenas $394,32 \text{ W}$ de potência térmica, bem inferior ao potencial térmico apresentado com a convecção forçada que é de aproximadamente 920 W ;
- Provavelmente a potência requerida para a circulação de água no trocador de calor e a potência para a circulação do ar seja superiores a potência líquida fornecida pelo motor Stirling, desta forma deveriam ser feitos novos estudos de dissipação de calor com novas configurações.

REFERÊNCIAS


- ASHBY, M. F. **Materials selection in mechanical design**. 3. ed. London, England: elsevier, 2005. Citado na página 35.
- BELORINI B.E.H. ; ROQUE, G. **Determinação de trocador de calor para resfriar o óleo lubrificante de motor automotivo a diesel de três cilindros utilizando o Fluido de Arrefecimento**. Monografia (Trabalho de conclusão de Curso) — Universidade Tecnológica Federal do Parana, Curitiba, 2013. Citado na página 37.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna: volume 2**. São Paulo: Blucher, 2012. v. 2. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 26.
- COOPERMETAL. **Informações técnicas cobre fosforado**. Brasil, 2009. Citado na página 45.
- CRESTANI, M. **Projeto e construção de um motor Sirtling do tipo gama com elementos mecânicos mutáveis**. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2016. Citado 4 vezes nas páginas 11, 27, 39 e 62.
- ÇENGEL, G. A. J. Y. A. **Transferência de calor e massa**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2012. Citado 4 vezes nas páginas 31, 34, 35 e 49.
- INCROPERA, F. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: John Wiley and Sons, 2007. Citado 10 vezes nas páginas 29, 30, 32, 33, 45, 51, 55, 56, 57 e 59.
- KREITH, F.; BOHN, M. **Princípios de transferência de calor**. São Paulo: Thomson, 2003. Citado 14 vezes nas páginas 25, 26, 29, 30, 31, 32, 34, 35, 36, 45, 46, 50, 52 e 53.
- MEDEIROS, A. **Santos Dumont e a física do cotidiano**. 1. ed. São Paulo: Livraria da Física, 2006. Citado na página 25.
- METALS, A. K. to. **Propriedades do cobre**. 2017. Disponível em: <<http://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=PropriedadesdoCobre&LN=PT>>. Acesso em: 07 de abril, 2017. Citado na página 36.
- MORAN, M. et al. **Introdução à engenharia de sistemas térmicos**. Rio de Janeiro: LTC, 2005. Citado na página 25.
- ROCHA, G. **Funcionamento do sistema de arrefecimento**. 2009. Disponível em: <<http://www.infomotor.com.br/site/2009/05/funcionamento-do-sistema-de-arrefecimento/>>. Acesso em: 5/10/2017. Citado na página 37.
- SONG, T. W. **Condições de processo num trocador de calor**. Disponível em: <<http://collatio.tripod.com/regeq/condies.htm#>>. Acesso em: 19 de agosto, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 37 e 38.
- SOUZA, C. **Estudo da transferência de calor da câmara fria de um motor Stirling tipo gama**. Monografia (Trabalho de conclusão de Curso) — Universidade Tecnológica Federal do Parana, Pato Branco, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 40 e 48.

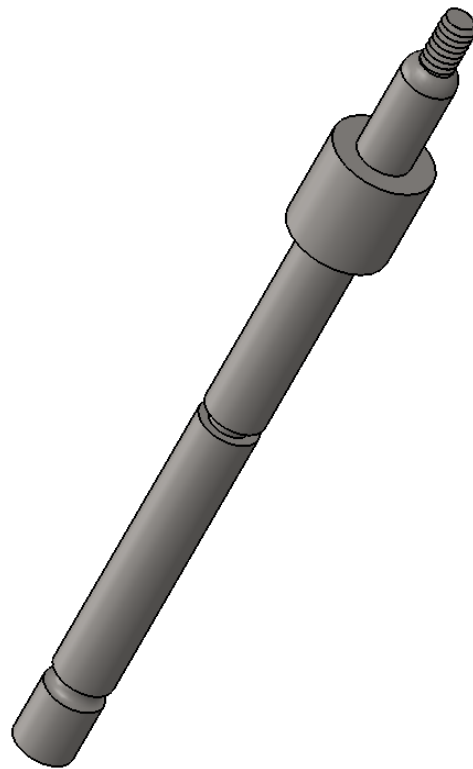
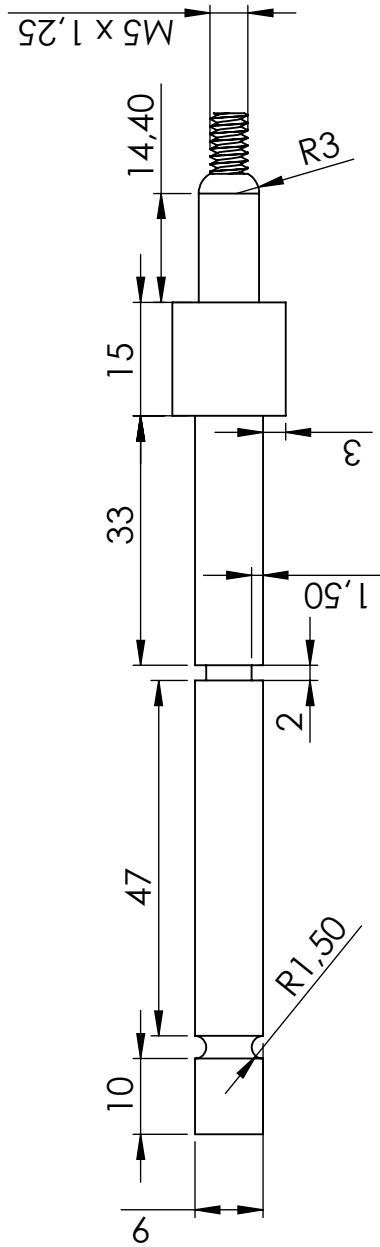
SP-JUNTAS. **Juntas de borracha**. [S.l.], 2017. Disponível em: <<http://www.spjuntas.com.br/catalog/pop-borracha.htm>>. Acesso em: 17/10/ 2017. Citado na página 67.


APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DO TROCADOR DE CALOR

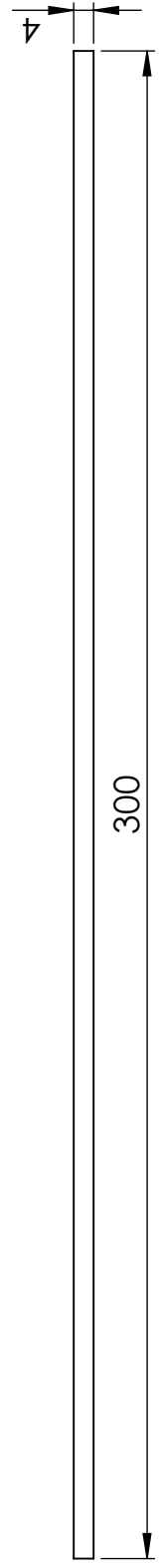
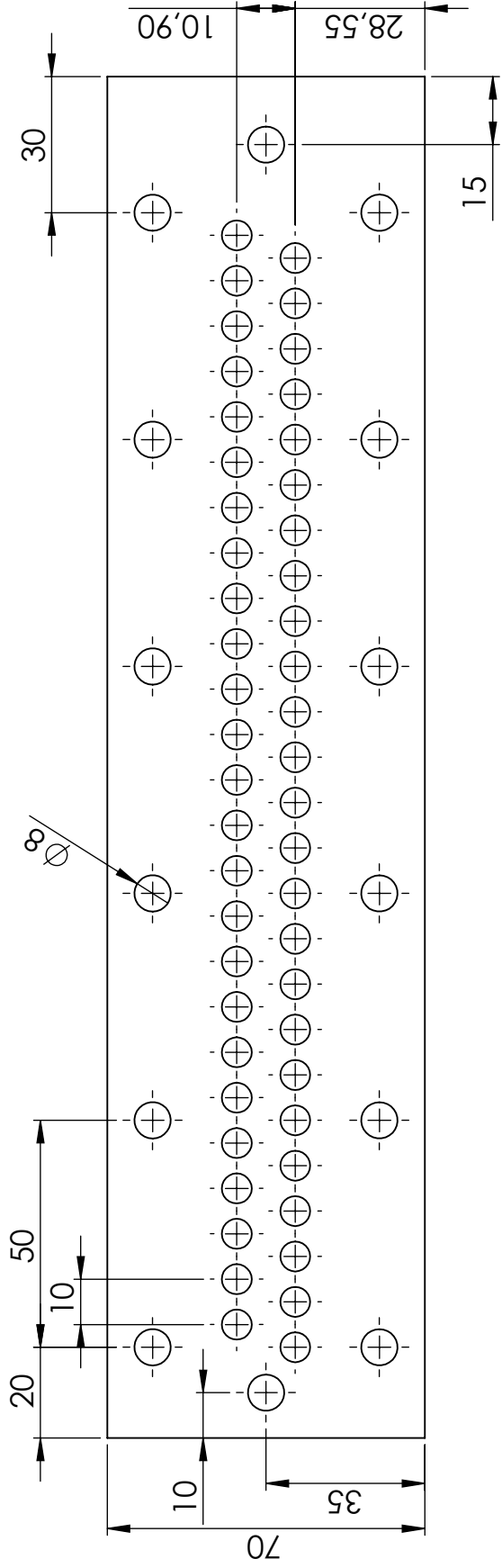



SEÇÃO A-A
ESCALA 1:2

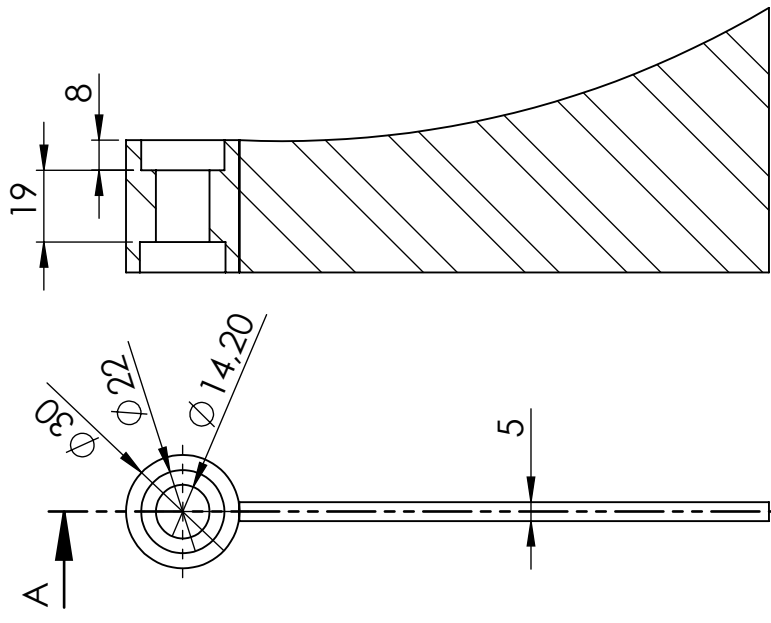
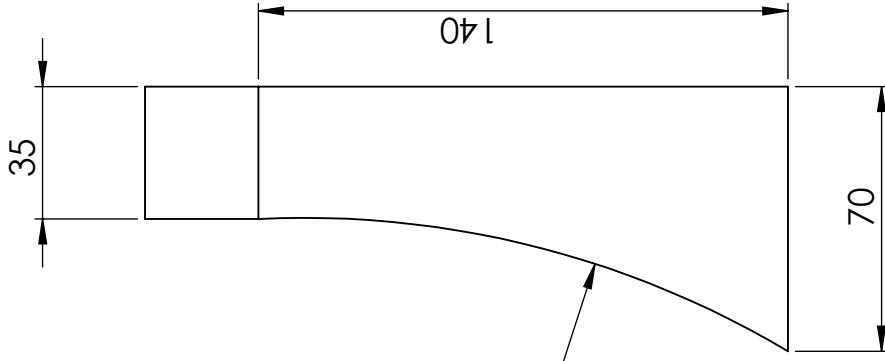
	Trabalho de Conclusão de Curso	Data: 12/05/2017
	Desenhista: Jorge Lucas Baldissera Bom	Escala: 1:2
Material: SAE 1020	Professor: Paulo Cezar Adamczuk	Tamanho A 4
Dimensão bruta: Chapa 1/2	Nome do Projeto:	Peso: 1852.32 gramas
		Número: 2



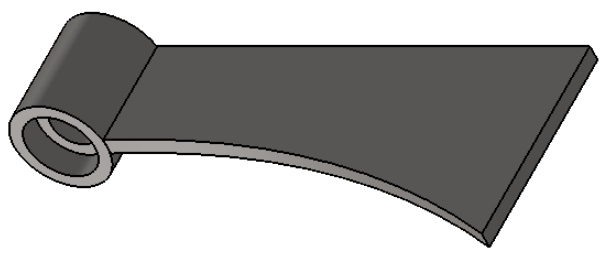
	Projeto de Conclusão de Curso	Data: 26/10/2017
	Desenhista: Jorge Lucas Baldissera Bom	Escala: 1:1
Professor: Paulo Cezar Adamczuk	Nome do Projeto:	Dimensão: mm
Material: SAE 1020	Eixo da Hélice	Peso: 74.79 gramas
Dimensão Bruta: Barra 3/4"		Número: 3




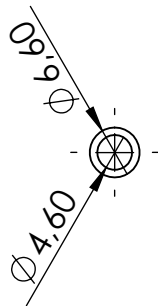
	Trabalho de Conclusão de Curso	Data: 26/10/2017
	Desenhista: Jorge Lucas Baldissera Bom	Escala: 1:1
Material: SAE 1020	Professor: Paulo Cezar Adamczuk	dimensão: mm
Dimensão Bruta: Chapa 4 mm	Nome do Projeto: Suporte de Canos	Peso: 587.31 gramas
		Número: 4



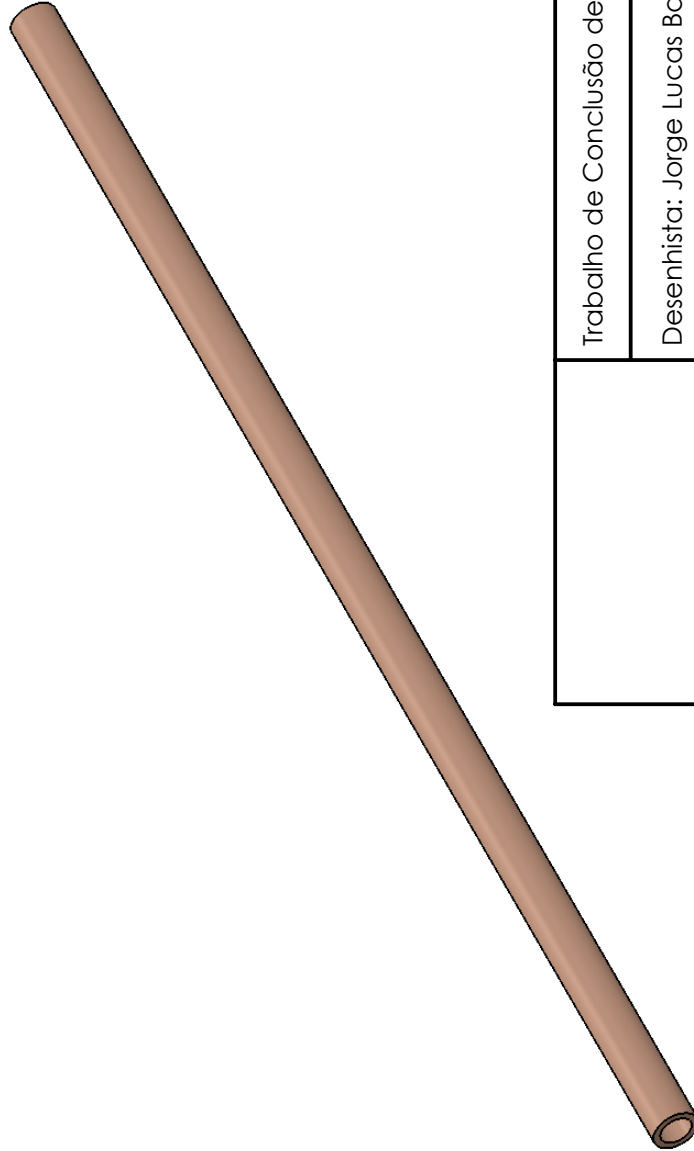
SEÇÃO A-A



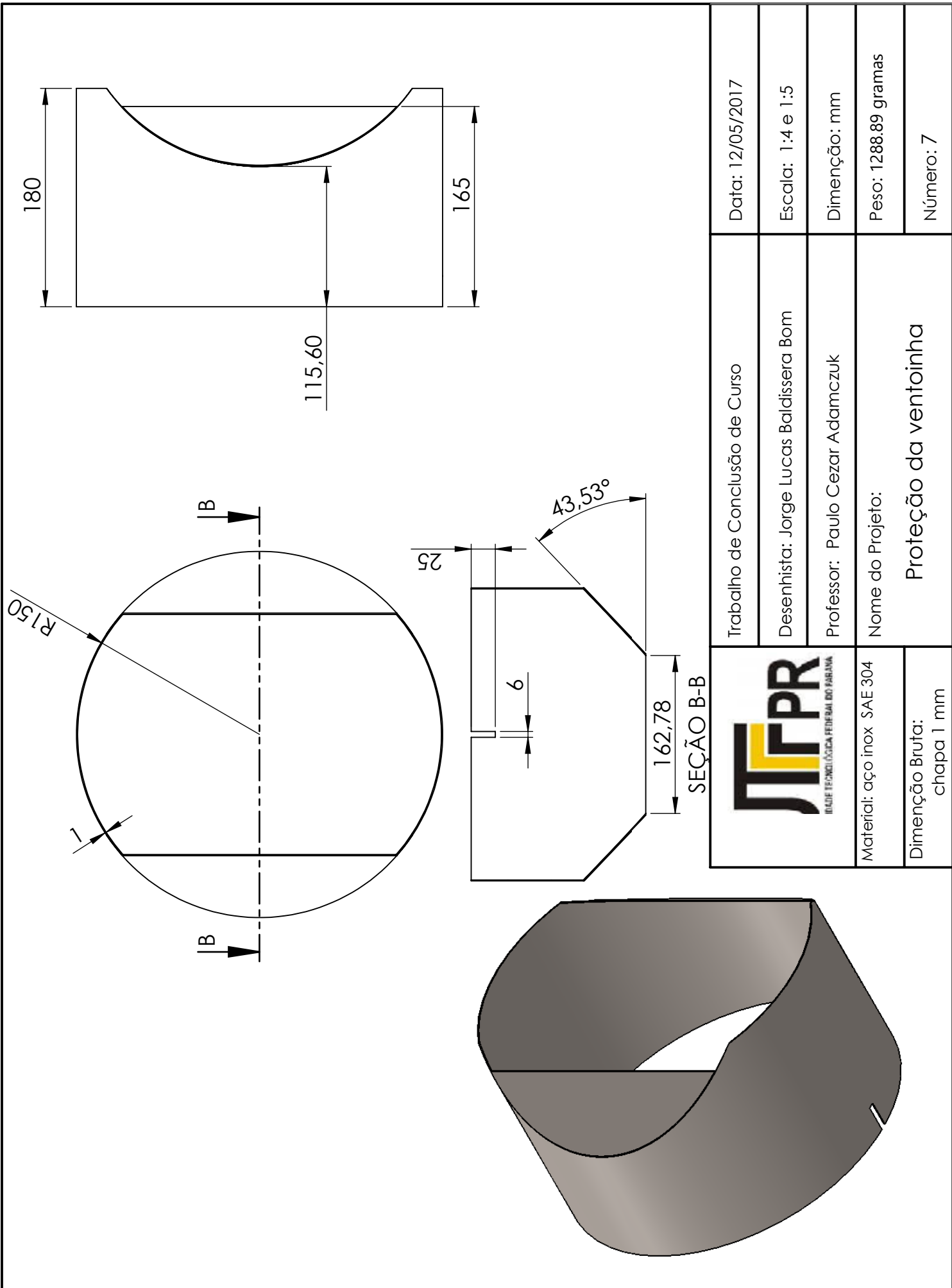
	Trabalho de Conclusão de Curso	Data: 12/05/2017
	Desenhista: Jorge Lucas Baldissera Bom	Escala: 1:2
Material: SAE 1020	Professor: Paulo Cezar Adamczuk	Unidade: mm
Dimensão Bruta: chapa 5mm e barra 1,25"	Nome do Projeto: Mancal da ventoinha	Peso: 371,94 gramas
		Número: 6



208

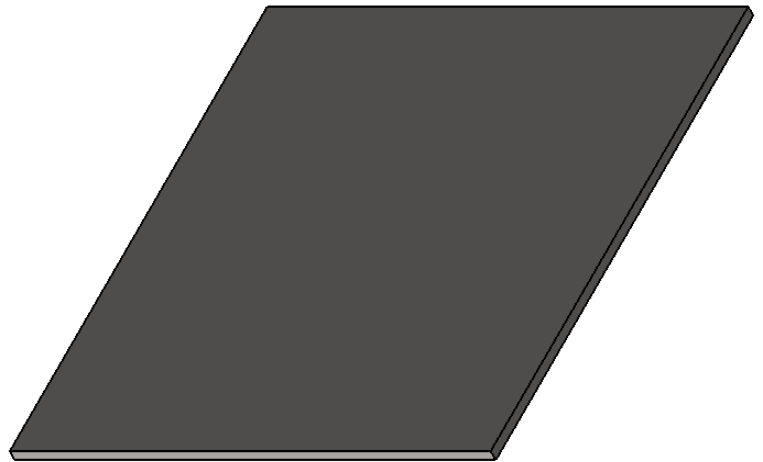
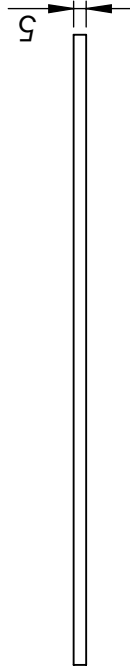


INSTITUTO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA MATERIALS ENGINEERING	Trabalho de Conclusão de Curso	Data: 26/10/2017
	Desenhista: Jorge Lucas Baldissera Bom	Escala: 1:1
Material: UNS-C12200	Professor: Robson Goncalves Trentin	Dimensão: mm
Dimensão Bruta: bobina de tubo decobre 1/4"	Nome do Projeto:	Peso: 32.13 gramas
		Número: 5



250

233,40



Material: SAE 1020

Dimensão Bruta:
Chapa 5 mm

Trabalho de Conclusão de Curso

Desenhista: Jorge Lucas Baldissera Bom

Professor: Paulo Cezar Adamczuk

Nome do Projeto:

Base trocador de calor

Data: 28/10/2017

Escala: 1:3

Unidade: mm

Peso: 2304.83 gramas

Número: 8