



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

HUGO ALBERTO LÓPEZ CLEMENTE

**NOVOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE COMPONENTES DE TUBOS DE
VÓRTICE PARA OPERAÇÃO EM BAIXAS PRESSÕES E ACIONAMENTO POR
SISTEMA FOTOVOLTAICO**

FORTALEZA

2018

HUGO ALBERTO LÓPEZ CLEMENTE

NOVOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE COMPONENTES DE TUBOS DE
VÓRTICE PARA OPERAÇÃO EM BAIXAS PRESSÕES E ACIONAMENTO POR
SISTEMA FOTOVOLTAICO

Dissertação apresentado ao Programa de Pós-Graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Orientadora: Prof.^a Maria Eugênia Vieira da Silva, *Ph.D.*

FORTALEZA
2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

L857n López Clemente, Hugo Alberto.

Novos parâmetros geométricos de componentes de tubos de vórtice para operação em baixas pressões e acionamento por sistema fotovoltaico / Hugo Alberto López Clemente. – 2018.

166 f. : il. Color.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2018.

Orientação: Profa. Dra. Maria Eugênia Vieira da Silva.

Coorientação: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha.

1. Tubo de Vórtice. 2. Refrigeração. 3. Compressor de ar. 4. Sistema Fotovoltaico. I. Título.

CDD 620.1

HUGO ALBERTO LÓPEZ CLEMENTE

NOVOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE COMPONENTES DE TUBOS DE
VÓRTICE PARA OPERAÇÃO EM BAIXAS PRESSÕES E ACIONAMENTO POR
SISTEMA FOTOVOLTAICO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Aprovado em 23/03/2018

BANCADA EXAMINADORA

Prof.^a Maria Eugênia Vieira da Silva, *Ph.D.* (Orientadora)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Me. Francisco Olimpo Moura Carneiro
Universidade da Integração Internacional da Lusofonia Afro-Brasileira (UNILAB)

A Deus.

A minha mãe Rosa Casilda Clemente
Mendoza e a minha tia Dionicia Eugenia
Clemente Mendoza.

AGRADECIMENTOS

A Deus por me guiar, proteger e proporcionar forças para ir em frente apesar das adversidades e enfermidades acontecidas ao longo da minha vida, porque para Deus não há nada impossível.

A minha família, em especial a minha mãe Rosa Casilda Clemente Mendoza e a minha tia Dionicia Eugenia Clemente Mendoza, que foram fundamentais na minha formação como pessoa. Suas motivações me encorajaram em não desistir do meu estudo de mestrado.

A todos meus amigos da Republica de Benfica por todo o apoio e os ótimos momentos de diversão.

A todos meus amigos do grupo “Kerigma” da Igreja Adventista por ensinar-me a palavra de Deus e por todo o amor incondicional depositado em mim.

A minha Orientadora Prof.^a Maria Eugênia Vieira da Silva por todo auxílio durante o mestrado, e por acreditar em meu potencial para a execução deste trabalho.

Ao Professor Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha pela confiança, suporte e ensinamento dedicados.

À CAPES, pelo apoio financeiro com a manutenção da bolsa de auxílio.

Aos colegas da turma de mestrado, pelas reflexões, críticas e sugestões recebidas.

“Não te mandei Eu? Esforça-te, e tem bom ânimo; não te atemorizes, nem te espantes; porque o Senhor teu Deus está contigo, por onde quer que andares”
(Josué 1:9)

RESUMO

O estudo do sistema de refrigeração com tubo de vórtice possibilita a redução do impacto do aquecimento global gerado pelos sistemas de refrigeração convencionais, com 20% em emissões diretas de refrigerantes e 80% em emissões indiretas de gases de efeito estufa provenientes da produção de eletricidade para o acionamento do sistema. O tubo de vórtice é um dispositivo de fácil manutenção e baixo custo, que funciona como uma unidade de refrigeração aplicada em setores domésticos e industrial. É possível ter seu acionamento através de sistemas fotovoltaicos para uso em áreas isoladas e urbanas. Neste trabalho foram experimentalmente investigados novos parâmetros geométricos para um tubo de vórtice em contrafluxo, a saber, a relação de comprimento-diâmetro (L/D), o diâmetro do bocal de entrada, o modo de injeção na câmara de vórtice e o número de bocais dos geradores. O objetivo foi produzir correntes de ar frio nas pressões de 2, 3 e 4 bar, e com a possibilidade de acionamento por um sistema fotovoltaico. As câmaras e os geradores de vorticidade foram fabricados em uma impressora 3D com plástico biodegradável (poliácido láctico). Os resultados experimentais revelaram que o maior efeito da diferença de temperatura fria e um melhor coeficiente de performance (COP) foram obtidos para um tubo de vórtice com uma relação de $L/D=40$, com gerador de vorticidade de 1 bocal, com injeção de ar comprimido tangencial e diâmetros de 5,5 mm e 7 mm no bocal de entrada. De acordo com os levantamentos de custos dos componentes fotovoltaicos, um sistema fotovoltaico conectado à rede apresentou um menor custo em relação a sistema fotovoltaico isolado, mas este último pode ser indicado para lugares onde a rede elétrica não esteja disponível.

Palavras-chave: Tubo de vórtice, refrigeração, compressor de ar, sistema fotovoltaico.

ABSTRACT

The study of the cooling system with vortex tube enables the reduction of the impact of global warming generated by conventional refrigeration systems. In these systems, 20% are in direct emissions of refrigerants, and 80% in indirect emissions of greenhouse effect gases that are the result of the electricity production in thermal power plants. The vortex tube is cooling device with easy maintenance and low cost. It has applications in domestic and industrial sectors. A photovoltaic system can power the air compressor of the vortex tube for use in isolated areas, as well as connected directly to the grid in urban areas. This work investigates new geometric parameters for a vortex tube that operates in counter flow. These parameters are the length-diameter ratio (L/D), the inlet nozzle diameter, the injection mode in the vortex chamber, and the number of nozzles in the generator. The purpose is to produce cold air streams at pressures of 2, 3 and 4 bar, to facilitate its operation by a photovoltaic system. The chamber and vorticity generators were manufactured in a 3D printer with biodegradable plastic (lactic polyacid). The experimental results showed that the highest cold air temperature difference and the best coefficient of performance (COP) were obtained for a vortex tube with a ratio of $L/D=40$, a vortex generator with 1 nozzle, with tangential injection of the compressed air, and inlet nozzle diameters of 5.5 mm and 7 mm. According to cost surveys of the photovoltaic systems, the results show that the system connected to the grid presented a lower cost than the isolated system, but the latter could be indicated for places where the grid is not available.

Keywords: Vortex tube, refrigeration, air compressor, photovoltaic system.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Componentes do tubo de vórtice comercial.	27
Figura 2 - Correntes de fluxo de vórtice.	28
Figura 3 - Diagrama esquemático do tubo de vórtice em contrafluxo.	29
Figura 4 - Diagrama esquemático do tubo de vórtice unifluxo.....	29
Figura 5 - Desenho esquemático para análise termodinâmica do tubo de vórtice.	31
Figura 6 - Número de artigos publicados sobre tubos de vórtice por décadas.....	36
Figura 7 - Eficiência <i>versus</i> relação de comprimento-diâmetro do tubo quente (L/D).	37
Figura 8 - Diferença de temperatura quente e frio (ΔT_{qf}) <i>versus</i> relação de comprimento-diâmetro do tubo quente (L/D).....	38
Figura 9 - Efeito da relação do diâmetro frio-quente (d_f/D) na diferença de temperatura fria (ΔT_f).	39
Figura 10 - Relação da área do bocal de entrada e a área do tubo quente (A_e/A_q) <i>versus</i> as diferenças de temperaturas.	40
Figura 11 - Câmaras estudadas experimentalmente por Martynovskii e Alekseev.	41
Figura 12 - Diferença de temperatura quente e fria (ΔT_{qf}) <i>versus</i> número de bocais.	41
Figura 13 - Coeficiente de desempenho (COP) <i>versus</i> número de bocais (N).	42
Figura 14 - Relação entre tipo de geometria dos bocais de entrada e a diferença de temperatura fria (ΔT_f).	42
Figura 15 - O efeito do ângulo dos bocais de entrada na diferença de temperatura fria e quente.	43
Figura 16 - Impacto da forma da válvula de controle nas diferenças de temperatura de ar frio e quente.	44
Figura 17 - Diferença de temperatura quente e fria em função da fração de massa fria para diferentes ângulos da válvula de controle (Φ).	45
Figura 18 - Separação de temperatura quente e fria em função a fração de massa fria para diferentes pressões de entrada.	46
Figura 19 - Separação de energia de refrigeração <i>versus</i> a fração de massa fria para diferentes gases.	47
Figura 20 - Eficiência <i>versus</i> Pressão de entrada.	48

Figura 21 - Temperatura de saída fria em relação ao número de bicos e às pressões de entrada.	48
Figura 22 - Esquema experimental do sistema de refrigeração por tubo de vórtice..	51
Figura 23 - Partes de um tubo vórtice construído.....	52
Figura 24 - Tubos quentes com relação $10 \leq L/D \leq 45$	53
Figura 25 - Câmara de vórtice com entrada tangencial.....	54
Figura 26 - Câmara de vórtice com entrada radial.	55
Figura 27 - Impressora 3D imprimindo a câmara de vórtice.....	56
Figura 28 - Dimensões de entrada da câmara de vórtice.....	57
Figura 29 - Colocação de acessórios na câmara de entrada.	57
Figura 30 - Bocais de entradas tipo retas e tangencial.	58
Figura 31 - Impressora 3D imprimindo o gerador de vorticidade.....	59
Figura 32 - Válvula de controle de saída quente.	60
Figura 33 - Peças de acumulação de ar quente.....	61
Figura 34 - Bancada experimental para o experimento do tubo de vórtice.	64
Figura 35 - Esquema de funcionamento de um tubo de vórtice.	65
Figura 36 - Sistema fotovoltaico isolado (off-grid) e o sistema de refrigeração por tubo de vórtice.....	67
Figura 37 - Sistema fotovoltaico com conexão à rede (on-grid) e o sistema de refrigeração por tubo de vórtice.....	73
Figura 38 - <i>Design</i> dos tipos de geradores.	94
Figura 39 - Componentes do sistema fotovoltaico conectado à rede para um compressor de 5 HP.....	114
Figura 40 - Componentes do sistema fotovoltaico conectado à rede para um compressor de 7,5 HP.....	115
Figura 41 - Componentes do sistema fotovoltaico conectado à rede para um compressor de 10 HP.....	116
Figura 42 - Componentes do sistema fotovoltaico isolado para um compressor de 5 HP.	117
Figura 43 - Componentes do sistema fotovoltaico isolado para um compressor de 7,5 HP.	118
Figura 44 - Componentes do sistema fotovoltaico isolado para um compressor de 7,5 HP.	119
Figura 45 - Configuração do sistema experimental.....	142

Figura 46 - Calibração do termopar “tipo K” N° 1.	143
Figura 47 - Calibração do termopar “tipo K” N° 2.	143
Figura 48 - Calibração do termopar “tipo K” N° 3.	144
Figura 49 - Calibração do termopar “tipo K” N° 4.	145
Figura 50 - Células de silício monocristalino.	160
Figura 51 - Células de silício policristalino.	160
Figura 52 - Processo de hierarquia fotovoltaica.	161
Figura 53 - Vista explodida mostrando as principais partes de uma célula eletroquímica.	162
Figura 54 - Controlador de carga.	163
Figura 55 - Inversor de 5.000 W.	163
Figura 56 - Exemplo do esquema geral da instalação de um sistema fotovoltaico.	165
Figura 57 - Esquema de ligação de DPS.	167

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1	- Caraterística transiente e permanente da configuração experimental. .	76
Gráfico 2	- Diferença de temperatura quente enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 2 bar.....	78
Gráfico 3	- Diferença de temperatura fria enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 2 bar.....	79
Gráfico 4	- O COP enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 2 bar.	80
Gráfico 5	- Diferença de temperatura quente enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 3 bar.....	81
Gráfico 6	- Diferença de temperatura fria enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 3 bar.....	81
Gráfico 7	- O COP enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 3 bar.	82
Gráfico 8	- Diferença de temperatura quente enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 4 bar.....	83
Gráfico 9	- Diferença de temperatura fria enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) para pressão de 4 bar.	83
Gráfico 10	- O COP enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 4 bar.....	84
Gráfico 11	- Comparação dos resultados do coeficiente de desempenho (COP) deste trabalho com os encontrados na literatura.	85
Gráfico 12	- Diferença de temperatura quente para várias entradas nos geradores operando na pressão de 2 bar.	86
Gráfico 13	- Diferença de temperatura fria para várias entradas nos geradores operando na pressão de 2 bar.	87
Gráfico 14	- O COP para várias entradas nos geradores operando na pressão de 2 bar.	88
Gráfico 15	- Diferença de temperatura quente para várias entradas nos geradores operando na pressão de 3 bar.	89
Gráfico 16	- Diferença de temperatura fria para várias entradas nos geradores na pressão de 3 bar.	90

Gráfico 17 - O COP para várias entradas nos geradores operando na pressão de 3 bar.	91
Gráfico 18 - Diferença de temperatura quente para várias entradas nos geradores operando na pressão de 4 bar.	92
Gráfico 19 - Diferença de temperatura fria para várias entradas nos geradores operando na pressão de 4 bar.	92
Gráfico 20 - O COP para várias entradas nos geradores operando na pressão de 4 bar.	93
Gráfico 21 - Diferença de temperatura quente para os seis tipos de geradores.	96
Gráfico 22 - Diferença de temperatura fria para os seis tipos de geradores.	97
Gráfico 23 - O COP para os seis tipos de geradores.	98
Gráfico 24 - Separação de temperatura quente e fria para injeções tangencial e radial na pressão de 2 bar.	99
Gráfico 25 - O COP para injeções tangencial e radial a 2 bar.	100
Gráfico 26 - Diferença de temperatura quente e fria para o modo de injeções tangencial e radial a 3 bar.	101
Gráfico 27 - COP para injeções tangencial e radial a 3 bar.	102
Gráfico 28 - Diferença de temperatura quente e fria para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 2 bar.	103
Gráfico 29 - COP para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 2 bar.	104
Gráfico 30 - Diferença de temperatura quente e fria para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 3 bar.	105
Gráfico 31 - COP para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara para a pressão de 3 bar.	106
Gráfico 32 - Diferença de temperatura quente e fria para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 4 bar.	107
Gráfico 33 - COP para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 4 bar.	108
Gráfico 34 - Funcionamento do tubo de vórtice nas pressões de 2, 3 e 4 bar.	109
Gráfico 35 - Potência estimada de acionamento do compressor alternativo.	112
Gráfico 36 - Custo dos equipamentos fotovoltaicos (Valor do Dólar 1USD=3,2102 Reais no dia 14 de janeiro do 2018).	121

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores da literatura para tubos de vórtice operando a baixas pressões.	49
Tabela 2 - Principais dados do compressor industrial tipo parafuso.	61
Tabela 3 - Taxa de resfriamento para várias entradas nos geradores operando na pressão de 3 bar.	94
Tabela 4 - Descrição dos seis geradores com 3 bocais de entradas.	95
Tabela 5 - Resultados da diferença de temperatura fria para os seis tipos de geradores	96
Tabela 6 - Dados usados na determinação da potência de acionamento para um compressor de ar alternativo.	111
Tabela 7 - Seleção da potência do compressor de ar disponível no mercado.	112
Tabela 8 - Irradiação Solar Média incidente em kWh/m ² /dia.....	113
Tabela 9 - Os custos dos sistemas fotovoltaicos (Valor do Dólar 1USD=3,2102 Reais no dia 14 de janeiro do 2018).....	120
Tabela 10 - Dados de calibração do termopar “tipo K” N° 1.....	142
Tabela 11 - Dados de calibração do termopar “tipo K” N° 2.....	143
Tabela 12 - Dados de calibração do termopar “tipo K” N° 3.....	144
Tabela 13 - Dados de calibração do termopar “tipo K” N° 4.....	144

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFC	Clorofluorocarbonos
ODP	Ozone Depletion Potential
HFC	Hidrofluorocarbonetos
GWP	Global-Warming Potential
HC	Hidrocarbonetos
CNC	Computer Numerical Control
ANNEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
UFC	Universidade Federal de Ceará
CFD	Computational Fluid Dynamics
COP	Coefficient Of Performance
CC	Corrente Contínua
CA	Corrente Alternada
DPS	Dispositivos de proteção contra Surtos
SCFM	Standard Cubic Feet Per Minute
PVC	Policloreto de Vinila Clorado
SPPM	Seguimento do Ponto de Potência Máxima
FDI	Fator de Dimensionamento do Inversor
STC	Standard Test Conditions
HSP	Horas de Sol a Pico
NASA	National Aeronautics and Space Administration
ASDC	Atmospheric Science Data Center

LISTA DE NOMENCLATURA

L	Comprimento do tubo de vórtice [mm]
D	Diâmetro do tubo de vórtice [mm]
d	Diâmetro do orifício de entrada/saída [mm]
A	Área [mm ²]
N	Número de bocais
P	Pressão [Bar]
T	Temperatura [°C ou K]
V	Velocidade [m/s]
$\dot{H}$	Fluxo de entalpia [kJ/s]
$\dot{Q}$	Fluxo de calor [kJ/s]
$\dot{W}$	Potência [kJ/s ou W]
$\dot{m}$	Fluxo mássico [kg/s]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
z	Altitude [m]
g	Gravidade [9,81 m/s ²]
C_p	Calor específico [kJ/kg.K]
k	Fator de expansão isentrópica [1,4]
$\dot{W}_k$	Potência adiabática reversível [W]
R	Constante universal dos gases [8,314 kJ/kmol K]
PM	Peso molecular do ar [28, 96kg/kmol]
Z	Fator de compressibilidade
E	Energia [Wh/dia]
H	Uso diário do compressor de ar [h/dia]
HSP	Hora de Sol Pleno
P_{FV}	Potência do painel fotovoltaico [Wp]
Red_1	Fator de redução de potência para o módulo fotovoltaico
Red_2	Fator de redução de potência devido às perdas no sistema
V	Tensão [V]
P_{mp}	Potência nominal do módulo fotovoltaico [Wp]
CB	Capacidade do banco de baterias [Wh]
CBI	Capacidade do banco de baterias para o regime de descarga [Ah]

n	Número de dias de autonomia
P_d	Profundidade de descarga da bateria [%]
I	Corrente [A]
I_c	Corrente de curto circuito do painel fotovoltaico [A]
L_M	Comprimento do cabo em corrente continua [m]
TD	Taxa de desempenho
P_{Nca}	Potência nominal em corrente alternada do inversor [W]
I_{imax}	Corrente máxima em corrente continua admitida na entrada do inversor [A]
L_{ca}	Comprimento do cabo em corrente alterna [m]
I_{Nca}	Corrente nominal em corrente alterna [A]
V_N	Tensão nominal [V].

Gregos

Δ	Diferença
ε	Fração de massa fria
η	Eficiência isentrópica
ϕ	Ângulo da válvula de controle [°]
ρ	Densidade [kg/m ³]
β	Coeficiente de temperatura [°C ⁻¹]
σ	Condutividade elétrica [m/Ω/mm ²]
$\cos\varphi$	Fator de potência

Subscritos

e	Entrada
f	Frio
q	Quente
s	Saída
vc	Volume de controle
t	Teórica
a	Admissão
d	Descarga
ca	Corrente alternada
bat	Bateria

inv	Inversor
i	Número do mês
th	Termodinâmica
m	Mecânica
ac	Acionamento
min	Mínimo
max	Máximo
mp	Módulo Fotovoltaico
oc	Circuito aberto do módulo
STC	Condição de Teste Standard
C20	Regime de descarga da bateria em 20 horas
sist	Sistema
sc	Curto circuito
ctl	Controlador
Tp	Seção transversal da fileira
FI	Fileira
MPP	Módulo na Máxima Potência
MA	Média diária anual
ISPPM	Seguimento do Ponto de Potência Máxima do inversor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	23
2	OBJETIVOS	26
2.1	Objetivo Geral	26
2.2	Objetivos específicos	26
3	TUBO DE VÓRTICE.....	27
3.1	Definição	27
3.2	Componentes do tubo de vórtice.....	27
3.3	Classificação do tubo de vórtice.....	28
3.3.1	<i>Tubos de vórtice de contrafluxo</i>	<i>28</i>
3.3.2	<i>Tubos de vórtice unifluxo</i>	<i>29</i>
3.4	Vantagens e desvantagens de um tubo de vórtice.....	29
3.5	Aplicações do tubo de vórtice.....	30
3.6	Análise Termodinâmica do Tubo de Vórtice	30
3.6.1	<i>Volume de controle de um tubo de vórtice</i>	<i>31</i>
3.6.2	<i>Fração de massa fria experimental.....</i>	<i>33</i>
3.6.3	<i>Diferença da temperatura fria.....</i>	<i>34</i>
3.6.4	<i>Diferença da temperatura quente.....</i>	<i>34</i>
3.6.5	<i>A capacidade de refrigeração do tubo de vórtice.....</i>	<i>34</i>
3.6.6	<i>Potência adiabática reversível do compressor de ar</i>	<i>35</i>
3.6.7	<i>Coeficiente de desempenho de resfriamento teórico</i>	<i>35</i>
4	REVISÃO DA LITERATURA	36
4.1	Sistema de refrigeração com tubo de vórtice	36
4.2	Sistema de geração de energia solar fotovoltaica.....	49
5	MATERIAIS E MÉTODOS	51
5.1	Estudo experimental do tubo de vórtice	51
5.1.1	<i>Tubo de vórtice.....</i>	<i>52</i>

5.1.1.1	<i>Tubo quente</i>	53
5.1.1.2	<i>Câmara de vórtice</i>	54
5.1.1.3	<i>Dimensões de entrada na câmara de vórtice</i>	56
5.1.1.4	<i>Geradores de vorticidade</i>	58
5.1.1.5	<i>Válvula de controle quente</i>	59
5.1.2	Compressor de ar	61
5.1.3	Regulador de pressão	61
5.1.4	Instrumentos de medição	62
5.1.4.1	<i>Rotâmetro</i>	62
5.1.4.1	<i>Termopares</i>	62
5.1.4.2	<i>Manômetro de pressão</i>	63
5.1.4.3	<i>Transdutor de pressão</i>	63
5.1.5	Coletores de dados	63
5.2	Procedimento para seleção do compressor de ar	64
5.3	Procedimento para o dimensionamento de sistema fotovoltaico	66
5.3.1	Dimensionamento para sistema fotovoltaico isolado (off-grid)	66
5.3.2	Dimensionamento para sistema fotovoltaico conectado à rede (on-grid)	72
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES	76
6.1	Resultados experimentais do tubo de vórtice	76
6.1.1	Resultados experimentais da relação de comprimento-diâmetro (L/D) do tubo quente	77
6.1.1.1	<i>Relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 2 bar</i>	77
6.1.1.2	<i>Relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 3 bar</i>	80
6.1.1.3	<i>Relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 4 bar</i>	82
6.1.2	Resultados experimentais dos geradores	85
6.1.2.1	<i>Medições experimentais dos geradores (sete bocais) na pressão de 2 bar</i>	86
6.1.2.2	<i>Medições experimentais dos geradores (sete bocais) na pressão de 3 bar</i>	88

6.1.2.3	Medições experimentais dos geradores (sete bocais) na pressão de 4 bar .	91
6.1.2.4	Medições experimentais para outras geometrias do gerador.	93
6.1.3	Resultados experimentais referentes ao modo de injeção de ar na câmara de vórtice	98
6.1.3.1	Modo de injeção de ar na câmara de vórtice na pressão de 2 bar	98
6.1.3.2	Modo de injeção de ar na câmara de vórtice na pressão de 3 bar	100
6.1.4	Resultados experimentais referentes ao diâmetro de entrada na câmara de vórtice.....	102
6.1.4.1	Diâmetros de entrada na câmara de vórtice na pressão de 2 bar	102
6.1.4.2	Diâmetros de entrada na câmara de vórtice na pressão de 3 bar	104
6.1.4.3	Diâmetro de entrada na câmara de vórtice na pressão de 4 bar	106
6.2	Seleção de um compressor de ar e taxa de refrigeração.....	108
6.3	Seleção dos sistemas fotovoltaicos	112
7	CONCLUSÕES	122
	REFERÊNCIAS.....	124
	APÊNDICE A – DESENHO DO SUPORTE ESTRUCTURAL.....	131
	APÊNDICE B – DESENHO EXPLODIDODO TUBO DE VÓRTICE.....	135
	APÊNDICE C – DIMENSÃO DO TUBO QUENTE.....	136
	APÊNDICE D – DESENHO PARA AS CÂMARAS DE VÓRTICE.....	137
	APÊNDICE E – DESENHO DOS GERADORES DE VORTICIDADE.....	140
	APÊNDICE F – DESENHO DA VÁLVULA DE CONTROLE QUENTE.....	141
	APÊNDICE G – CALIBRAÇÃO DE TERMOPARES.....	142
	APÊNDICE H – PLANILHA DE CÁLCULO PARA UM SISTEMA FOTOVOLTAICO CONECTADO À REDE (ON-GRID).....	146
	APÊNDICE I – LEVANTAMENTO DE PREÇOS PARA UM SISTEMA FOTOVOLTAICO CONECTADO À REDE (ON-GRID)	149
	APÊNDICE J – PLANILHA DE CÁLCULO PARA UM SISTEMA FOTOVOLTAICO ISOLADO (OFF-GRID)	150
	APÊNDICE K – LEVANTAMENTO DE PREÇOS PARA UM SISTEMA FOTOVOLTAICO ISOLADO (OFF-GRID)	155

ANEXO A – FOLHA DE CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO.....	157
ANEXO B – SISTEMA FOTOVOLTAICO SOLAR.....	159

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração convencionais utilizam máquinas que operam em ciclo de compressão a vapor, que extraem calor de um espaço, deixando-o nas condições desejadas, usando fluidos refrigerantes. Cerca de 20% do impacto do aquecimento global gerados pelos sistemas de refrigeração convencionais são devido às emissões diretas por fuga desses refrigerantes, enquanto que os restantes 80% são devido às emissões indiretas de gases provenientes da produção de eletricidade para alimentar usinas de energia que operam com combustíveis fósseis (IIR, 2015). Por consequência, no protocolo de Montreal de 1987, com ratificação universal em 2009, os países se comprometeram a tomar medidas preventivas para controlar e reduzir as emissões de refrigerantes de segunda geração, principalmente os CFCs (clorofluorcarbonos), devido ao potencial de destruição do ozônio (ODP). Além disso, o protocolo promoveu a cooperação internacional em pesquisas e desenvolvimento de tecnologias alternativas, dando origem aos gases HFC (hidrofluorcarbonetos), denominados refrigerantes de terceira geração, sendo seu problema o elevado potencial de aquecimento global (GWP). Já em consequência do Protocolo de Kyoto de 1997, ratificado em Doha (Qatar) no ano de 2012, exigiu-se a redução dos níveis de emissão de gases causadores do efeito estufa e, conseqüentemente, o aquecimento global (CALM, 2008). Recentemente, no Acordo de Paris que foi assinado no ano de 2016, foram tomadas ações para combater a mudança climática com o objetivo de limitar o aumento da temperatura média mundial abaixo de 2 graus centígrados. Finalmente, os refrigerantes de quarta geração, como o HC e refrigerantes baseados em HFC, com zero ODP e baixo GWP foram considerados uma alternativa de longo prazo, mas têm uma baixa eficiência energética, o que leva ao consumo elevado de eletricidade (SARBU, 2014).

Atualmente, a indústria de refrigeração tem um papel muito importante na economia global, e estima-se que cerca de 1,6 bilhão de sistemas convencionais de refrigeração estão em operação em todo o mundo, representando 17% (incluindo ar condicionado) do consumo total de eletricidade. Estima-se que o setor da refrigeração deve crescer nos próximos anos devido ao aumento da necessidade de resfriamento em diferentes setores industriais e domésticos (IIR, 2015). Uma das tecnologias alternativas para substituir os sistemas convencionais de refrigeração é o sistema de resfriamento por tubo de vórtice. O tubo de vórtice é um dispositivo que funciona como

uma unidade de refrigeração, sem peças móveis, de construção simples, de baixo custo, baixa manutenção, longa duração, e mais importante, que produz ar frio sem uso de refrigerantes. Todas estas vantagens o fazem muito atraente para diversas aplicações industriais, tais como refrigeração de componentes mecânicos, componentes elétricos e eletrônicos, soldagem ultrassônica, e peças feitas em máquinas CNC. Mas sua principal desvantagem é sua baixa eficiência, não sendo adequado para unidades de refrigeração de grande capacidade (SHARMA, RAO e MURTHY, 2017).

O tubo de vórtice opera a partir de um fluxo de ar comprimido, que é fornecido por um compressor de ar ligado à rede elétrica. O fenômeno que acontece no interior do tubo de vórtice é conhecido como “separação de temperatura” ou “efeito de separação de energia”. Vários pesquisadores tentaram explicar esse fenômeno complexo através de análises teóricas, numéricas e experimentais, mas a compreensão completa dos mecanismos físicos do processo ainda é desconhecida (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2008).

A geração de eletricidade por energia renovável está em aumento em todo o mundo, como parte das estratégias ao longo prazo para reduzir as emissões de gases de efeito estufa, e se obter um fornecimento sustentável de energia. Segundo a ANEEL, a eletricidade fornecida por fontes renováveis no Brasil representa 81,9%, incluindo a eletricidade importada, que também vem de fontes renováveis. No Brasil, a principal fonte de energia elétrica é gerada pelas usinas hidrelétricas, sendo sua potência sensível à estiagem, que severamente pode diminuir os níveis de água nos reservatórios de armazenamento, levando a um período de racionamento. Este problema ocorreu em 2001 e em 2015, que levou a uma redução da demanda de eletricidade dos consumidores no país (FARIA JR., TRIGOSO e CAVALCANTI, 2017). Além disso, o sistema elétrico brasileiro é caracterizado principalmente como um sistema centralizado de geração elétrica, sendo transportada por longas redes de transmissão e distribuição por todo o país. Esta centralização requer a construção de novas linhas de transmissão e a ampliação dos lugares de geração de energia em caso do aumento da demanda, que pode levar a alguns problemas, tais como o incremento de perdas devido às longas distâncias das linhas de transmissão e o aumento nos custos. Uma forma de combater este problema é a produção de energia elétrica por fonte solar descentralizada, o que também ajuda a diversificar a matriz de eletricidade brasileira.

A energia solar é a fonte mais abundante e perdurável na Terra que pode ser aproveitada pela sociedade para substituir suas necessidades energéticas de origem fóssil. A energia solar que atinge a Terra é cerca de 885 milhões TWh/ano, sendo mais de 8.000 vezes o consumo final total de energia mundial em 2013 (IEA, 2014). Estes valores tornam a energia solar como o maior potencial técnico sobre outras fontes renováveis para gerar energia elétrica.

A energia solar fotovoltaica é a energia obtida através da conversão direta da luz em eletricidade por meio do efeito fotovoltaico. Ela tem a capacidade de gerar eletricidade de forma limpa e confiável. No mundo, mais de 95% dos sistemas fotovoltaicos instalados são sistemas conectados à rede (*On-Grid*). Este forte crescimento é devido aos programas de incentivos e à queda dos preços no mercado internacional dos componentes para sistemas fotovoltaicos. Enquanto isso, somente 5% são sistemas isolados (*Off-Grid*), que necessitam da utilização de baterias para o armazenamento de energia, aumentando o custo do sistema (EPE, 2014). No Brasil, as áreas com melhores condições para o uso da energia solar fotovoltaica estão localizadas na região Nordeste, onde os índices de irradiação anual são os mais elevados do país. Portanto, a união de um sistema de refrigeração por tubo de vórtice a um sistema fotovoltaico pode ser viável e prática, a qual tem aplicações industriais e domésticas.

Neste trabalho, foram estudados novos parâmetros geométricos para a câmara de entrada de tubos de vórtice de tipo contrafluxo. Esses parâmetros incluem a relação de comprimento-diâmetro do tubo quente (L/D), o diâmetro do bocal de entrada (d_e), o modo de injeção de ar na câmara de vórtice e o número de bocais do gerador de vorticidade (N). A finalidade é de produzir correntes de ar frio continuamente a pressões baixas de 2, 3 e 4 bar, com a possibilidade de acionamento do compressor de ar por um sistema fotovoltaico. As câmaras e os geradores de vorticidade foram fabricados de plástico biodegradável (poliácido láctico). A seleção do sistema fotovoltaico foi realizada seguindo o manual de engenharia da GTES (2014).

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral foi a realização de um estudo experimental dos parâmetros geométricos que influenciam a eficiência de um tubo de vórtice para operação em pressões de 2, 3 e 4 bar. Os parâmetros estudados foram a relação de comprimento-diâmetro (L/D), o diâmetro do bocal de entrada (d_e), o modo de injeção de ar na câmara de vórtice e o número de bocais do gerador de vorticidade (N). O tubo de vórtice é de tipo contrafluxo, com a finalidade de produzir correntes de ar frio continuamente a pressões baixas, visando a possibilidade de seu acionamento por um sistema fotovoltaico.

2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos de metas para o trabalho foram:

- A. Estudar os efeitos geométricos e termofísicos do tubo de vórtice.
- B. Fabricar em impressora 3D as câmaras e os geradores para tubos de vórtice.
- C. Realizar medições experimentais no tubo de vórtice para pressões baixas de 2, 3 e 4 bar.
- D. Selecionar um compressor de ar que atinge um funcionamento contínuo do tubo de vórtice.
- E. Selecionar um sistema fotovoltaico seguindo o manual de engenharia da GTES (2014).

3 TUBO DE VÓRTICE

3.1 Definição

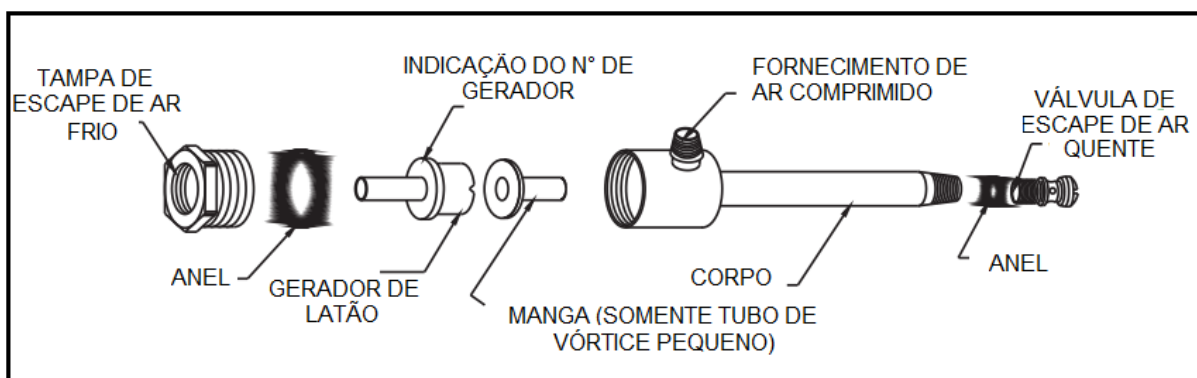
Um tubo de vórtice é um dispositivo que opera como uma unidade de refrigeração sem partes móveis. Neste tubo, um fluxo de gás comprimido, geralmente ar, é dividido em dois fluxos de baixa pressão, cujas temperaturas são maiores e menores, em comparação com o fluxo de entrada; esse fenômeno é conhecido como “separação de temperatura” ou “separação de energia” (BOVAND, VALIPOUR, *et al.*, 2014). Vários pesquisadores tentaram explicar esse complexo fenômeno através de análises teóricas, numéricas e experimentais, mas a compreensão completa dos mecanismos físicos do processo ainda é desconhecida (BAGHDAD, OUADHA, *et al.*, 2011).

O tubo de vórtice foi inventado acidentalmente pelo Francês Ranque em 1933, e anos mais tarde, em 1947, o físico Alemão Hilsch conseguiu aperfeiçoar o desenho, a partir do estudo de seus parâmetros geométricos (HILSCH, 1947).

3.2 Componentes do tubo de vórtice

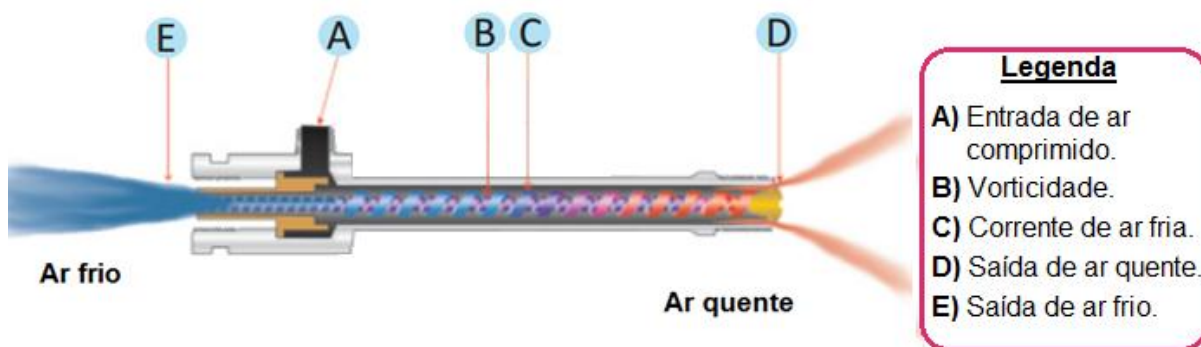
Para compreender os componentes do tubo de vórtice, a Figura 1 apresenta o desenho esquemático de um tubo de vórtice comercial, onde se pode visualizar suas partes construtivas. A Figura 2 mostra as correntes de fluxo de vórtice, tanto para a saída quente, quanto para a fria.

Figura 1 - Componentes do tubo de vórtice comercial.



Fonte: Adaptado de Nex Flow (2017).

Figura 2 - Correntes de fluxo de vórtice.



Fonte: Adaptado de Nex Flow (2017).

O ar comprimido entra no ponto (A). Dentro do tubo canal de entrada, o ar comprimido é rotacionado por um gerador de vorticidade, que promove a criação de um escoamento circular contido nas paredes internas do tubo. O escoamento flui (B) na direção da extremidade (D) onde encontra a válvula de escape de ar quente. Parte do ar da corrente flui para o externo do tubo (ar quente) e parte retorna pela área central do tubo (C). Esse fluxo de retorno (ar frio) passa pelo orifício central do gerador e sai pelo tubo frio (E).

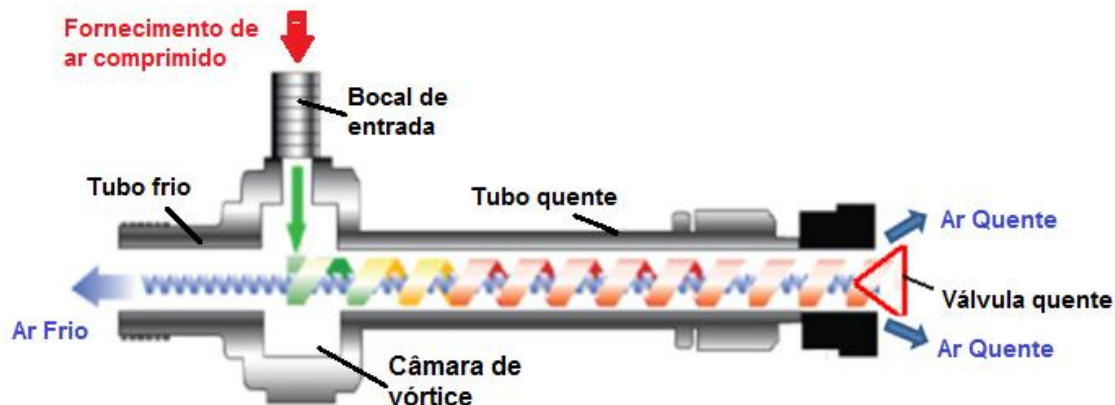
3.3 Classificação do tubo de vórtice

Os tubos de vórtice podem ser classificados em dois tipos: tubos de vórtice em contrafluxo e os unifluxo.

3.3.1 Tubos de vórtice de contrafluxo

Nos tubos de vórtice de contrafluxo, os fluxos de ar quente e frio saem em sentidos opostos. Como mostra a Figura 3, a corrente de gás comprimido entra tangencialmente na câmara de vorticidade, onde uma corrente circular é criada e flui como em espiral, em contato com as paredes do tubo. O fluxo quente sai pela válvula, enquanto o fluxo de ar frio retorna pelo centro do tubo, saindo na extremidade oposta (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2008).

Figura 3 - Diagrama esquemático do tubo de vórtice em contrafluxo.

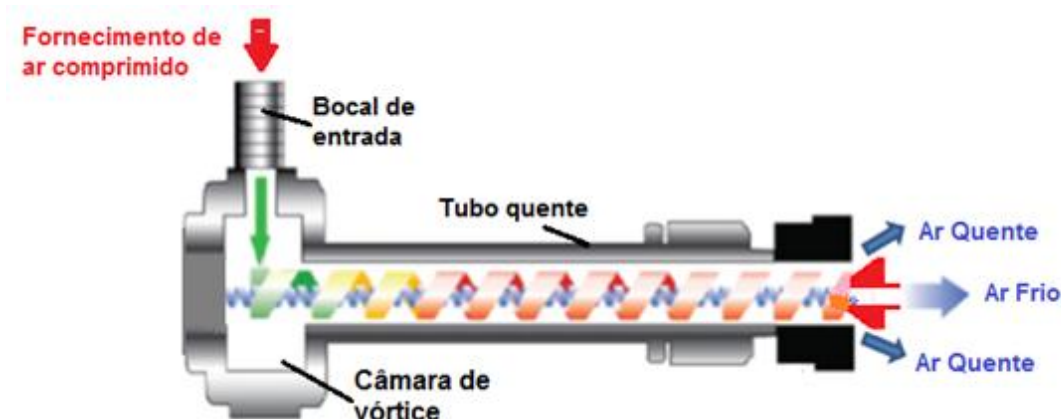


Fonte: Adaptada de Attalla *et al.* (2017).

3.3.2 Tubos de vórtice unifluxo

Num tubo de vórtice tipo unifluxo, a corrente de ar quente e fria flui no mesmo sentido (Figura 4). O funcionamento é semelhante que para tubos de contrafluxo, só que o orifício frio e a válvula quente são combinados em uma extremidade do tubo, enquanto a outra extremidade do tubo é selada (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2008).

Figura 4 - Diagrama esquemático do tubo de vórtice unifluxo.



Fonte: Adaptada de Attalla *et al.* (2017).

3.4 Vantagens e desvantagens de um tubo de vórtice

A utilização do tubo de vórtice muitas vezes pode ser melhor opção que os sistemas de refrigeração convencionais, quando se precisa das seguintes vantagens:

- Dispositivo simples.
- Ausência de partes móveis.
- Não utilização de refrigerantes CFC ou HFC.
- Tamanho pequeno ($L = 500 \text{ mm}$) e peso ($m = 0,5 \text{ kg}$).
- Alta confiabilidade.
- Geração instantânea de ar frio.
- Temperatura ajustável.
- Pouca manutenção.
- Tempo de vida longo.

Mas como todo dispositivo, o tubo de vórtice apresenta as seguintes desvantagens:

- Sofre influência se o ar comprimido tiver alto grau de umidade a baixa temperatura ambiente.
- Ruído elevado, mas pode trabalhar com silenciador.
- Baixa eficiência, o COP está entre 0,1 e 0,2.
- Economicamente inviável para grandes aplicações.

3.5 Aplicações do tubo de vórtice

No ano de 2017, o tubo de vórtice ganhou muita popularidade na comunidade científica mundial, devido à sua aplicação na área de refrigeração. Existem algumas aplicações industriais, onde a eficiência e localização do dispositivo de refrigeração é desejável, como refrigeração de componentes mecânicos, componentes elétricos e eletrônicos, soldas ultrassônicas, refrigeração em máquinas de CNC e ar condicionado em coletes (MAURYA e BHAVSAR, 2013).

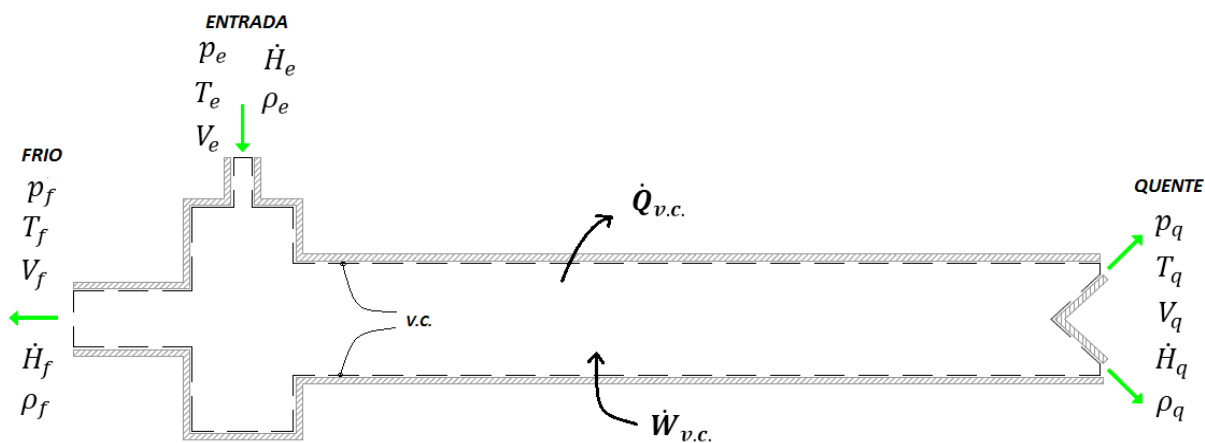
3.6 Análise Termodinâmica do Tubo de Vórtice

Para se entender o funcionamento interno do tubo de vórtice, é necessária a realização de uma análise termodinâmica. A primeira Lei da Termodinâmica,

também conhecida como Princípio de Conservação da Energia, expressa que no curso de um processo, a energia não se pode criar nem destruir; só pode mudar de forma.

Na Figura 5, por meio da linha pontilhada, mostra-se o volume de controle para o tubo de vórtice. Neste análise a entrada do ar comprimido é a energia total que entra no sistema, e as saídas de ar frio e quente correspondem à energia total que sai do sistema. As propriedades termodinâmicas como pressão (P), temperatura (T), densidade (ρ), velocidade (V), fluxo de entalpia ($\dot{H}$), auxiliam no cálculo das energias que entram e saem do sistema. Há também o fluxo de calor trocado entre tubo de vórtice e o ambiente.

Figura 5 - Desenho esquemático para análise termodinâmica do tubo de vórtice.



Fonte: Autor.

3.6.1 Volume de controle de um tubo de vórtice

Considerando-se que no interior do tubo de vórtice não ocorre variação de massa ou reações químicas, e aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica, tem-se que a variação da energia no interior do volume de controle é expressa por:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = E_s - E_e \quad (1)$$

Na qual, $\frac{dE_{vc}}{dt}$ é a variação de energia no interior do volume de controle; E_e é a energia de entrada do volume de controle e E_s é a energia de saída do volume de controle.

De outra forma pode-se escrever que, considerando o $\dot{W}_{vc} = 0$,

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \dot{m}_f \left(h_f + \frac{V_f^2}{2} + gZ_f \right) - \dot{m}_q \left(h_q + \frac{V_q^2}{2} + gZ_q \right) \quad (2)$$

Na qual, $\frac{dE_{vc}}{dt}$ é a variação de energia no interior do volume de controle; $\dot{Q}_{vc}$ é o fluxo de calor trocado entre o volume de controle e o ambiente; $\dot{m}$ é a vazão mássica através do volume de controle; h é a entalpia específica através do volume de controle; V é a velocidade do escoamento; z é a altitude em relação ao referencial utilizado; g é a aceleração da gravidade no local e os sufixos e, f, q representam a entrada para o bico, a extremidade fria e a extremidade quente, respectivamente.

Considerando-se que sistema opera em regime permanente, sem variação das propriedades com o tempo, tem-se que: $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$, e a equação (2) pode ser escrita como,

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_q \left(h_q + \frac{V_q^2}{2} + gZ_q \right) + \dot{m}_f \left(h_f + \frac{V_f^2}{2} + gZ_f \right) - \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) \quad (3)$$

A variação de energia potencial medida na entrada e nas saídas do volume de controle é pequena, de forma que pode ser desprezada, então, $Z_e = Z_f = Z_q \cong 0$. Considera-se que a variação de velocidade de escoamento do ar através do volume de controle é pequena, podendo-se desprezá-la, $\dot{Q}_{vc} \cong 0$, o seja, um processo adiabático. Com essas considerações, a equação (3) tem a forma,

$$\dot{m}_e(h_e) = \dot{m}_f(h_f) + \dot{m}_q(h_q) \quad (4)$$

Pela definição do calor específico a pressão constante, tem-se que a variação de entalpia por unidade de massa pode ser calculada por,

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad (5)$$

O balanço de massa no volume de controle da Figura 5 é expresso pela equação, na qual a vazão mássica que entra no tubo é igual à soma das vazões mássicas que saem,

$$\dot{m}_e = \dot{m}_f + \dot{m}_q \quad (6)$$

Utilizando-se das equações (4) e (6), a fração de massa fria teórica, ε_t , pode ser definida por,

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_e} = \frac{T_q - T_e}{T_q - T_f} \quad (7)$$

A equação (7) é uma aproximação a determinação da relação de massa fria e massa de entrada a partir das temperaturas de saída e entrada no volume de controle.

3.6.2 Fração de massa fria experimental

A fração de massa fria experimental (ε) é um parâmetro importante que indica o desempenho e a separação de temperatura de um tubo de vórtice. Esta fração de massa fria é a relação entre o fluxo de massa de ar frio e o fluxo de massa de ar comprimido que entra na câmara de vórtice, conforme mostrado na equação (8),

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_e} \quad (8)$$

Na qual ε é a fração de massa fria experimental; $\dot{m}_f$ é a vazão mássica de ar frio [kg/s] e $\dot{m}_e$ é a vazão mássica do ar comprimido na entrada do bocal [kg/s].

3.6.3 Diferença da temperatura fria

A diferença da temperatura fria (ΔT_f) é definida como o resto entre a temperatura do ar que entra na câmara de vórtice e a temperatura do ar que sai do tubo frio.

$$\Delta T_f = T_e - T_f \quad (9)$$

Na qual ΔT_f é a diferença de temperatura final fria [°C]; T_e é a temperatura na entrada do bocal [°C] e T_f é a temperatura na saída do tubo frio [°C].

3.6.4 Diferença da temperatura quente

A diferença da temperatura quente (ΔT_q) é definida como o resto entre a temperatura do ar que sai da válvula de controle e a temperatura do ar que entra na câmara de vórtice.

$$\Delta T_q = T_q - T_e \quad (10)$$

Na qual ΔT_q é a diferença de temperatura final quente [°C]; T_e é a temperatura na entrada do bocal [°C] e T_q é a temperatura na saída do tubo quente [°C].

3.6.5 A capacidade de refrigeração do tubo de vórtice

A capacidade de refrigeração é medida pela taxa de resfriamento da vazão mássica de ar frio da sua temperatura de entrada à sua temperatura de saída. Essa taxa de calor sensível é expressa por,

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f C_p \Delta T_f \quad (11)$$

Na qual $\dot{Q}_f$ é a taxa de arrefecimento [W]; $\dot{m}_f$ é a vazão mássica na saída fria [kg/s]; C_p é o calor específico a pressão constante do ar na saída fria [kJ/(kg.K)] e ΔT_f é a diferença de temperatura final fria [°C].

3.6.6 Potência adiabática reversível do compressor de ar

A potência adiabática reversível é definida como a taxa de variação do trabalho adiabático do compressor de ar com o tempo, permite estimar a energia de compressão entregue ao compressor de ar, conhecendo-se a vazão mássica, a pressão de entrada, a pressão de saída, a temperatura de entrada e as propriedades do gás.

$$\dot{W}_k = \dot{m}_e \frac{k}{k-1} \frac{R}{PM} T_e \left[\left(\frac{P_e}{P_f} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (12)$$

Na qual $\dot{W}_k$ é a potência adiabática reversível [W]; $\dot{m}_e$ é a vazão mássica na entrada do tubo de vórtice [kg/s]; R é a constante universal dos gases (8,314 kJ/kmol K); T_e é a temperatura na entrada do bocal [°C]; P_e é a pressão de entrada do ar comprimido [bar]; k é o fator de expansão isentrópica (1,4 para gás ideal); PM é o peso molecular do ar (28,964 kg/kmol) e P_f é a pressão da saída fria [bar].

3.6.7 Coeficiente de desempenho de resfriamento teórico

O coeficiente de desempenho teórico (COP) é a relação entre a capacidade de resfriamento e a potência adiabática reversível do compressor de ar, ou seja,

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_k} \quad (13)$$

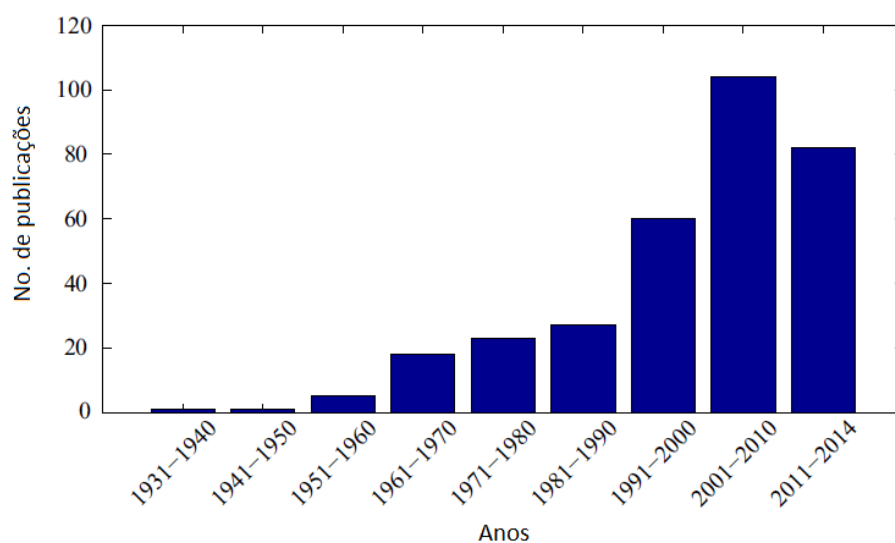
Na qual COP é o coeficiente de desempenho teórico; $\dot{Q}_f$ é a capacidade de resfriamento [W] e $\dot{W}_k$ é a potência adiabática reversível de compressão [W].

4 REVISÃO DA LITERATURA

4.1 Sistema de refrigeração com tubo de vórtice

Uma das tecnologias alternativas de refrigeração para evitar o uso de refrigerantes é a do sistema de refrigeração por tubo de vórtice. O interesse pelo estudo do tubo de vórtice tem aumentado. Segundo Subudhi e Sen (2015), de um total de 470 artigos na *web of Science* produzidos pela palavra-chave “Vortex tube”, 41,7% são datados de 2008 ou posterior. A Figura 6 se apresenta o número de artigos publicados sobre tubos de vórtice por décadas, no qual os últimos anos teve uma queda nas publicações, devido à consideração de um tempo curto que compreende entre o ano 2011 e 2014.

Figura 6 - Número de artigos publicados sobre tubos de vórtice por décadas.



Fonte: Adaptado de Subudhi e Sen (2015).

O tubo de vórtice tem sido pesquisado, e os estudos experimentais, computacionais, numéricos e teóricos apresentados na literatura por Eiamsa-ard and Promvonge (2008), Subudhi and Sen (2015) e Yilmaz *et al.* (2008) são alguns exemplos, examinaram os principais fatores de influência na separação de energia, tais como os parâmetros geométricos e termofísicos. Estas pesquisas forneceram informação básicas para o estudo inicial (projeto) do tubo de vórtice deste trabalho.

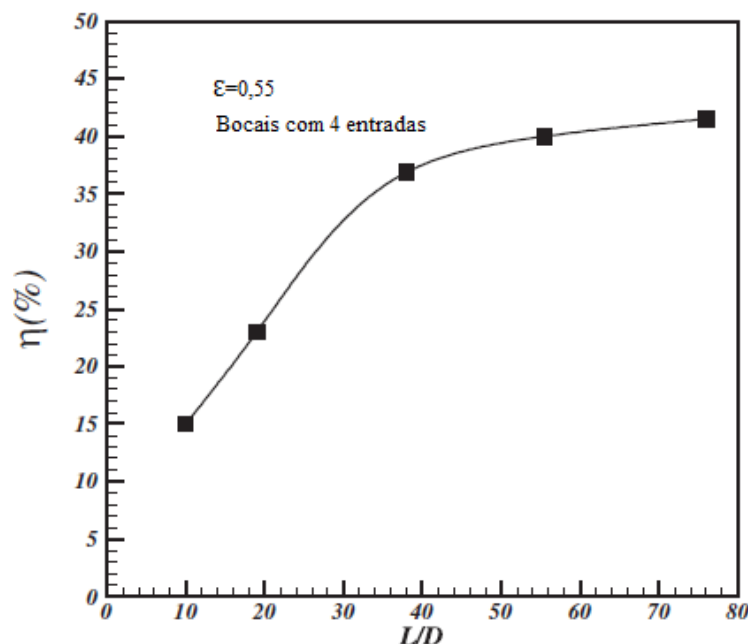
Existem muitas variáveis que influenciam na capacidade de refrigeração de um tubo de vórtice, sendo mais importantes os parâmetros geométricos e

termofísicos. Alguns desses parâmetros foram estudados nos trabalhos bibliográficos de Silva (2012), Silva (2014) e Aragão (2016), no Laboratório de Refrigeração e Ar Condicionado da Universidade Federal de Ceará (UFC).

No início desta revisão são apresentados os parâmetros geométricos, considerados mais importantes para o trabalho: a relação de comprimento-diâmetro do tubo quente (L/D), o diâmetro do orifício de saída fria (d_f), o diâmetro do bocal de entrada na câmara de vórtice (d_e), o número de bicos do gerador (N) e o tipo de válvula da extremidade quente. Além desses parâmetros, é apresentada também a origem histórica do tubo de vórtice.

Depois que Ranque (1933) apresentou pela primeira vez o tubo de vórtice, esse foi melhorado pelo físico alemão Hilsch (1947), propondo que a relação de L/D fosse em torno de 50, para se ter uma boa separação térmica. Saidi e Valipour (2003) demonstraram que para um $L/D \leq 20$, a separação de energia diminui, causando uma redução na eficiência; e para $L/D \geq 55,5$ a variação da eficiência é insignificante, conforme mostrado na Figura 7.

Figura 7 - Eficiência *versus* relação de comprimento-diâmetro do tubo quente (L/D).

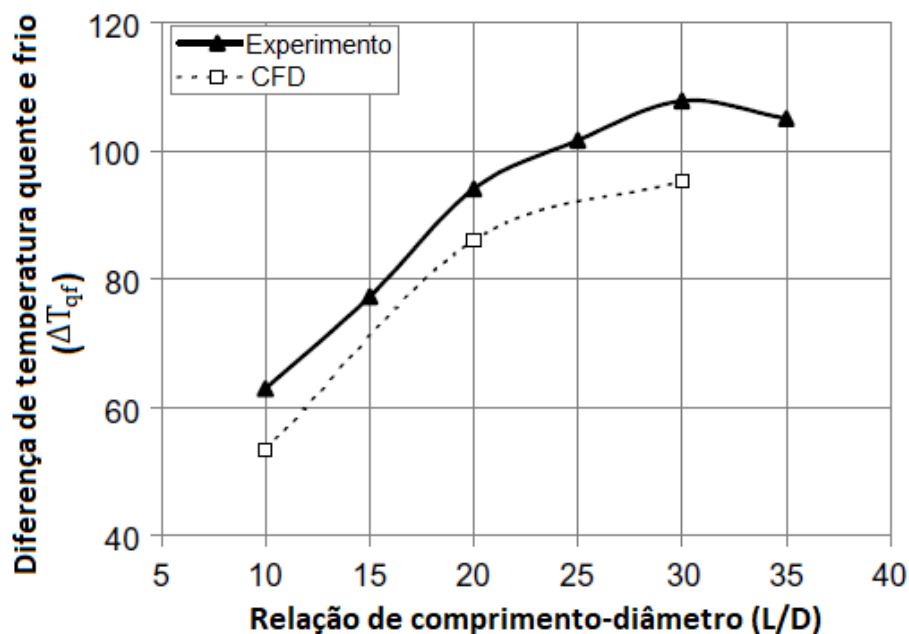


Fonte: Adaptado de Saidi e Valipour (2003).

Singh *et al.* (2004) comprovaram que o comprimento tem efeito desprezível no desempenho no tubo de vórtice na faixa de 45 a 55 L/D . Gulyaev (1965), Westley (1955) e Martynovske e Alekseev (1965) apresentaram os resultados semelhantes,

sendo que a única exigência no comprimento do tubo de vórtice era de $10 \leq L/D$, para se ter um bom efeito de separação de energia. Os estudos de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) e experimentais de Behera *et al.* (2005) demonstram que a relação L/D deve estar na faixa de 25 a 35 para tubos de vórtice de $D = 12$ mm para uma melhor diferença de temperatura quente e fria (ΔT_{qf}), conforme mostrado na Figura 8. Além disso, o estudo de computacional de Aljuwayhel *et al.* (2005) indicaram que a maior parte de transferência de energia acontece na relação de $L/D=11,8$.

Figura 8 - Diferença de temperatura quente e frio (ΔT_{qf}) versus relação de comprimento-diâmetro do tubo quente (L/D).

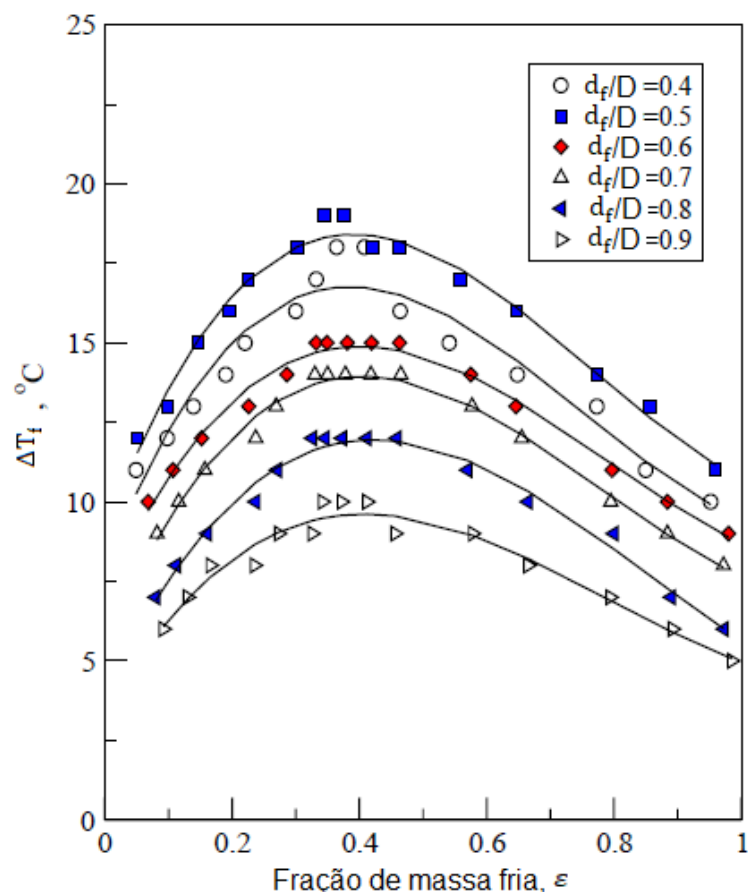


Fonte: Adaptado de Behera *et al.* (2005).

Na caracterização do diâmetro do orifício de saída fria (d_f), tem-se que o diâmetro ótimo depende da vazão de ar que passa através do orifício. Segundo Yilmaz *et al.* (2009), um orifício de diâmetro grande produzirá velocidades tangenciais fracas perto da região de entrada, resultando numa baixa diferença das correntes de ar e consequentemente, baixa temperatura final do ar. Mas, num diâmetro em torno de 4 mm, existiria uma queda de pressão significativa através do orifício, resultando numa menor diferença de temperatura. A investigação de Cockerill (1995) concluiu que a relação ótima do diâmetro frio-quente está no intervalo de $0,4 < d_f/D < 0,6$. Westley (1957) sugere que a relação de área do orifício de tubo frio e de tubo quente seja $A_f/A_q = 0,167$. Promvonge e Eiamsa-ard (2005) afirmaram que a relação ótima do

diâmetro frio-quente (d_f/D) deve ser 0,5 para se ter uma diferença máxima de temperatura do ar frio e uma melhor eficiência, conforme mostrado na Figura 9.

Figura 9 - Efeito da relação do diâmetro frio-quente (d_f/D) na diferença de temperatura fria (ΔT_f).

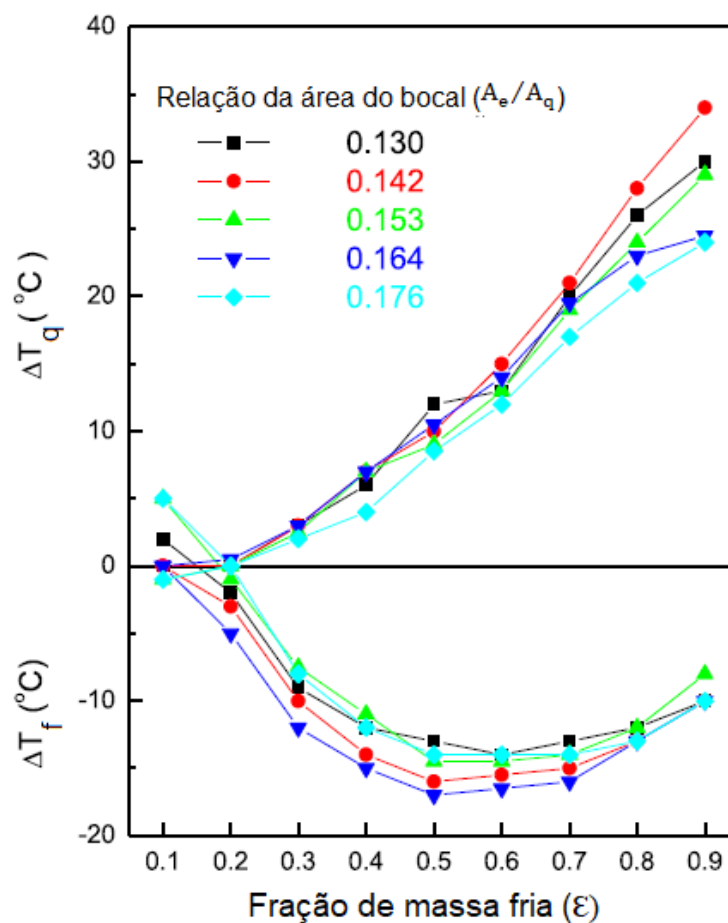


Fonte: Adaptado de Promvong e Eiamsa-ard (2005).

O diâmetro do bocal de entrada de ar (d_e) tem importante influência na diferença de temperatura do tubo de vórtice. Yilmaz *et al.* (2009) afirmaram que para se obter o melhor desempenho no tubo de vórtice, a perda de pressão nos bocais de entrada deve ser a menor possível. Um bocal de entrada muito pequeno produz uma queda de pressão considerável, conduzindo a baixas velocidades tangenciais e, portanto, uma baixa diferença de temperatura. Por outro lado, um bocal de entrada muito grande gera um baixo gradiente de velocidade e, portanto, uma baixa diferença de temperatura. Im e Yu (2012) encontraram uma razão ótima de $A_e/A_q = 0,164$ entre a área transversal do bocal de entrada e a área da seção transversal do tubo quente, para uma melhor separação de temperatura na saída de ar frio, conforme mostrado

na Figura 10. Aydin e Baki (2006) observaram experimentalmente a relação ótima de $\frac{d_e}{D} = \frac{1}{3}$ entre o diâmetro do bocal de entrada e do tubo quente, para alcançar uma maior separação de temperatura fria.

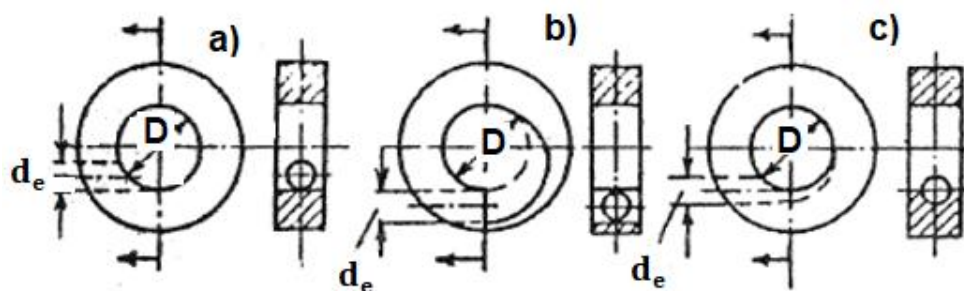
Figura 10 - Relação da área do bocal de entrada e a área do tubo quente (A_e/A_q) versus as diferenças de temperaturas.



Fonte: Adaptado de Im e Yu (2012).

Os estudos experimentais de Martynovskii e Alekseev (1957) concluíram que uma entrada tangencial concêntrica (c) na câmara de vórtice tem maiores diferenças de temperatura fria com respeito a outras duas configurações que não são concêntricas (a) e (b), conforme mostrado na Figura 11.

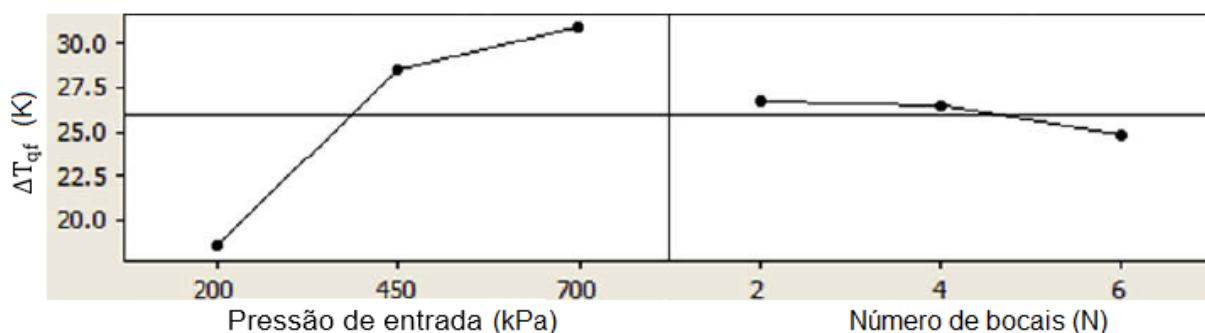
Figura 11 - Câmaras estudadas experimentalmente por Martynovskii e Alekseev.



Fonte: Adaptado de Martynovskii e Alekseev (1957)

Pinar *et al.* (2009) perceberam que o aumento da diferença de temperaturas entre fluido quente e frio se reduzia com o aumento do número de bocais no gerador. A máxima diferença encontrada entre as saídas quente e fria foi obtida para o número de 2 bocais, em comparação aos de 4 e 6 bocais, conforme mostrado na Figura 12.

Figura 12 - Diferença de temperatura quente e fria (ΔT_{qf}) *versus* número de bocais.

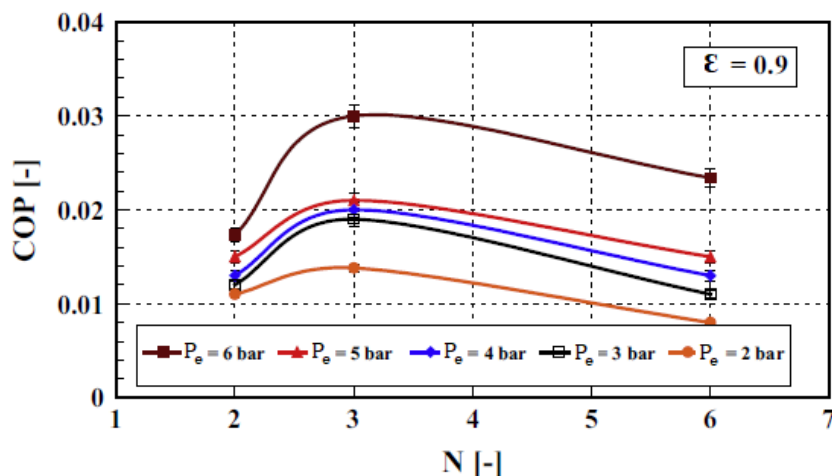


Fonte: Adaptado de Pinar *et al.* (2009).

Os experimentos de Dincer *et al.* (2007) e de Wang *et al.* (2010) demonstram que o tubo de vórtice de 4 bocais no gerador apresenta melhor efeito na refrigeração de ar do que de 2, 3, 5 e 6 bocais, a baixas e altas pressões. Para Attalla *et al.* (2017) o gerador de 3 bocais tem melhor coeficiente de desempenho (COP) do que de 2 e 6 (Figura 13). Os resultados de Saidi e Valipour (2003) mostram que bocais de 3 entradas apresentam melhores desempenhos do que 4 entradas, sob o ponto de vista da eficiência de refrigeração. Cebeci *et al.* (2016) afirmam que com o incremento do número dos bocais, há diminuição no gradiente de temperatura da saída quente e fria. Mohammadi e Farhadi (2013) afirmaram que ao aumentar o número de entradas de bocais, o desempenho cai devido ao fluxo mais turbulento.

O estudo de Manimaran (2017), feito por CFD, concluiu que a diferença de temperatura fria decresce com o aumento do número de bocais de entrada.

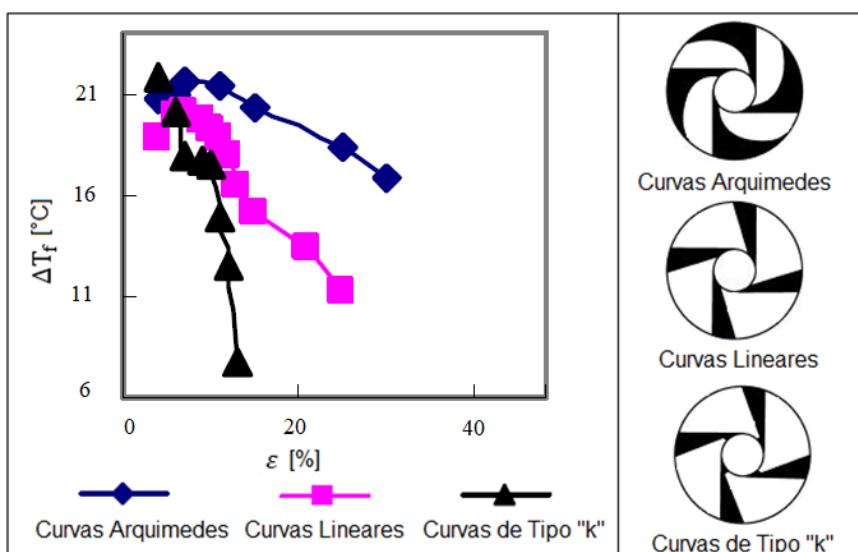
Figura 13 - Coeficiente de desempenho (COP) *versus* número de bocais (N).



Fonte: Adaptado de Attalla *et al.* (2017).

Além do número de bocais de entrada do gerador, sua geometria tem influência significativa no desempenho do tubo de vórtice. Segundo Wang *et al.* (2009), um gerador de quatro bocais de entrada e com curvas de Arquimedes apresenta uma maior diferença de temperatura fria do que as curvas lineares e as curvas de tipo “k”, conforme mostra a Figura 14.

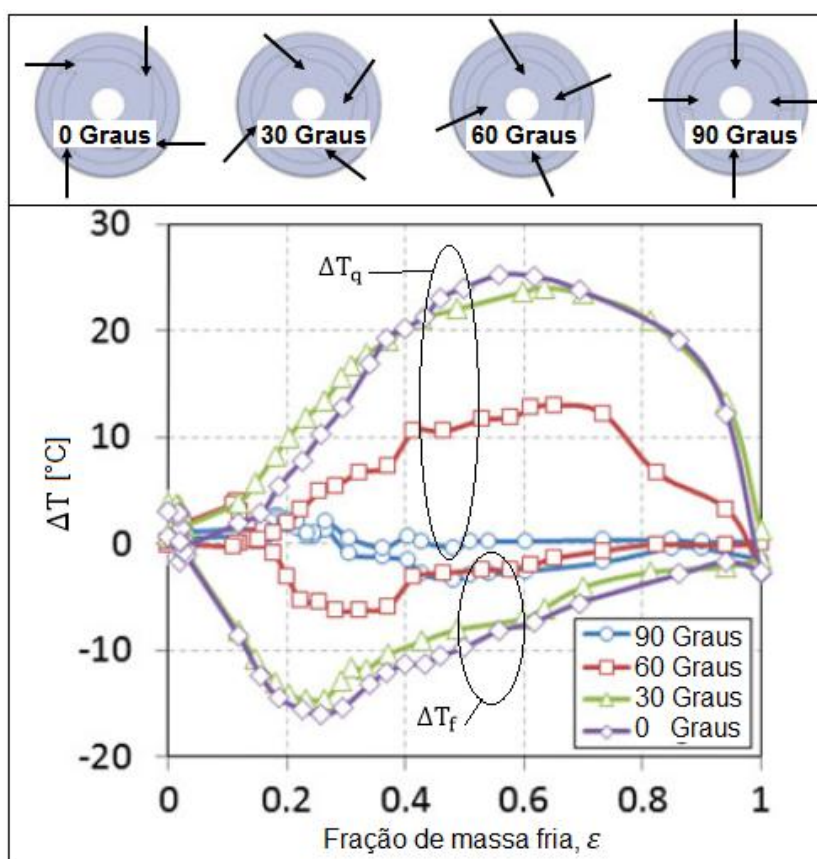
Figura 14 - Relação entre tipo de geometria dos bocais de entrada e a diferença de temperatura fria (ΔT_f).



Fonte: Adaptado de Wang *et al.* (2009).

Hamdan *et al.* (2013) concluíram que para um gerador de 4 bocais, uma entrada tangencial (zero graus) proporciona melhor diferença de temperatura fria e quente, devido à mais intensa geração de vorticidade que bocais de entrada de 30, 60 e 90 graus (Figura 15). Eiamsa-ard (2010) menciona que os bocais de entrada em forma de caracol oferecem maior separação de temperatura e eficiência de resfriamento no tubo de vórtice, em comparação com os bicos tangenciais de 4 bocais de entrada, devido à redução da perda de pressão.

Figura 15 - O efeito do ângulo dos bocais de entrada na diferença de temperatura fria e quente.

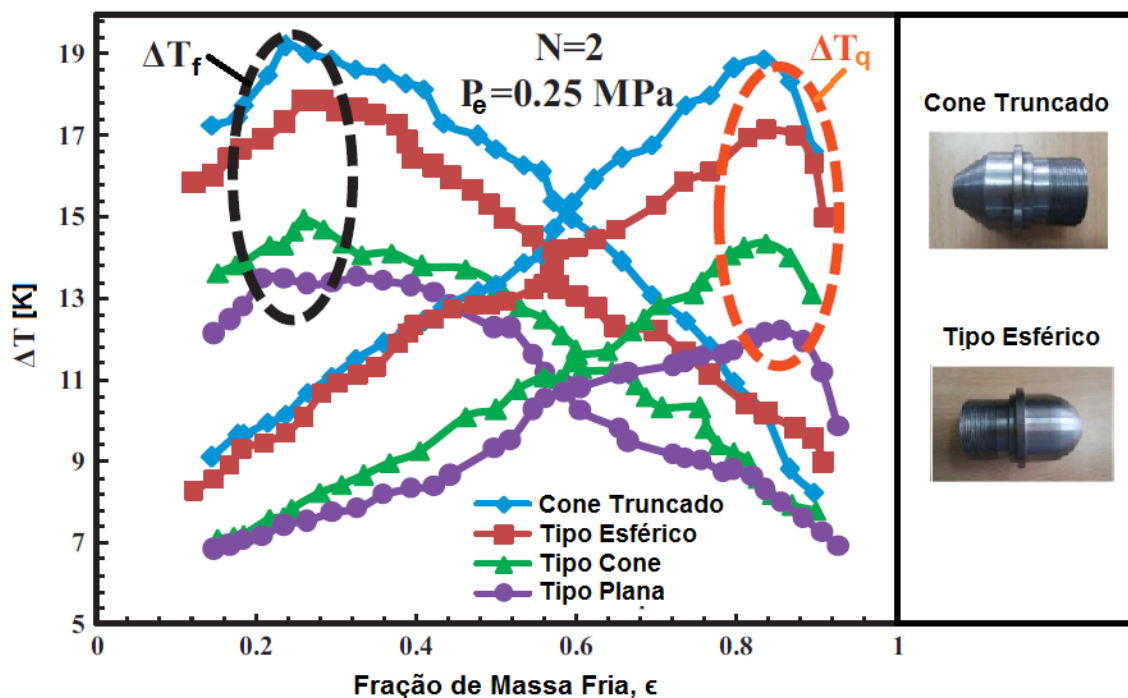


Fonte: Adaptado de Hamdan *et al.* (2013).

A válvula de controle de fluxo quente é um componente importante no tubo de vórtice, porque controla a vazão mássica e, conseqüentemente, a temperatura de ar frio. Geralmente são utilizadas as válvulas tipo cônicas para o controle da vazão de ar frio. Gao *et al.* (2005) pesquisaram três tipos diferentes de válvulas de controle quente (tipo esférico, plana e cônica), concluindo que as válvulas não têm uma diferença significativa entre elas. Os testes experimentais e numéricos de Rafiee e

Sadeghiazad (2017) demonstram que tubo de vórtice com válvulas tipo cone truncado têm maior diferença de temperatura fria e quente em comparação às de tipo esférico, cone e plana (Figura 16).

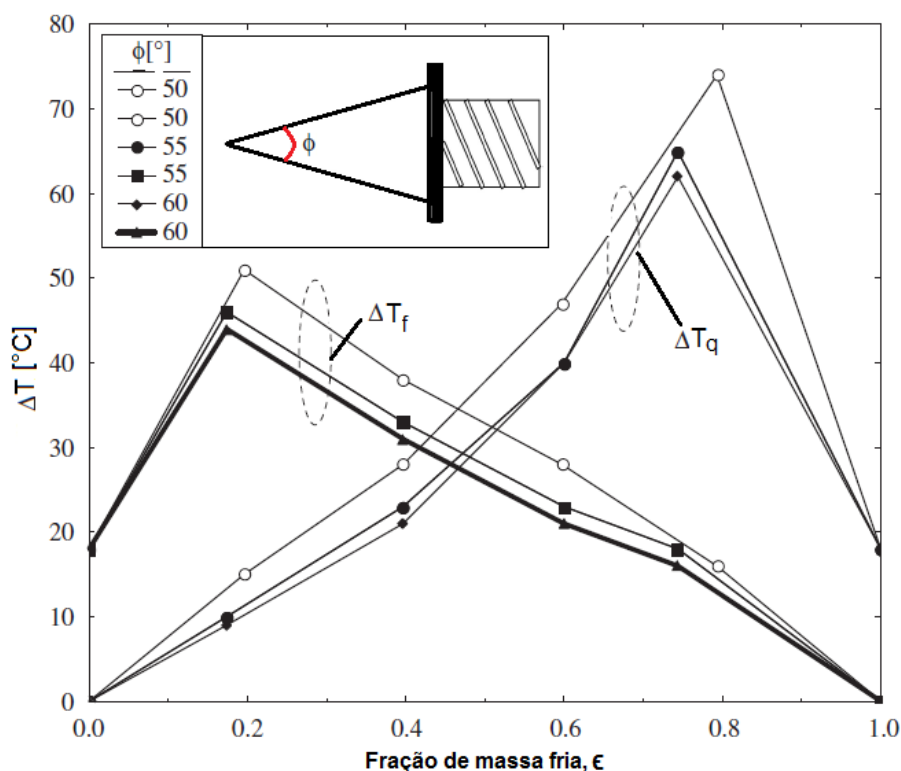
Figura 16 - Impacto da forma da válvula de controle nas diferenças de temperatura de ar frio e quente.



Fonte: Adaptado de Rafiee e Sadeghiazad (2017).

Aydin e Baki (2006) estudaram experimentalmente a influência do ângulo de uma válvula cônica (Φ), encontrando que o ângulo ótimo foi de 50° , no intervalo de 50° e 60° (Figura 17). O experimento de Dincer *et al.* (2009) mostra que a diferença máxima nas temperaturas do fluxo frio e quente foi obtida para válvulas de controle tipo cônico com ângulo de ponto de 30° ou 60° .

Figura 17 - Diferença de temperatura quente e fria em função da fração de massa fria, para diferentes ângulos da válvula de controle (Φ).

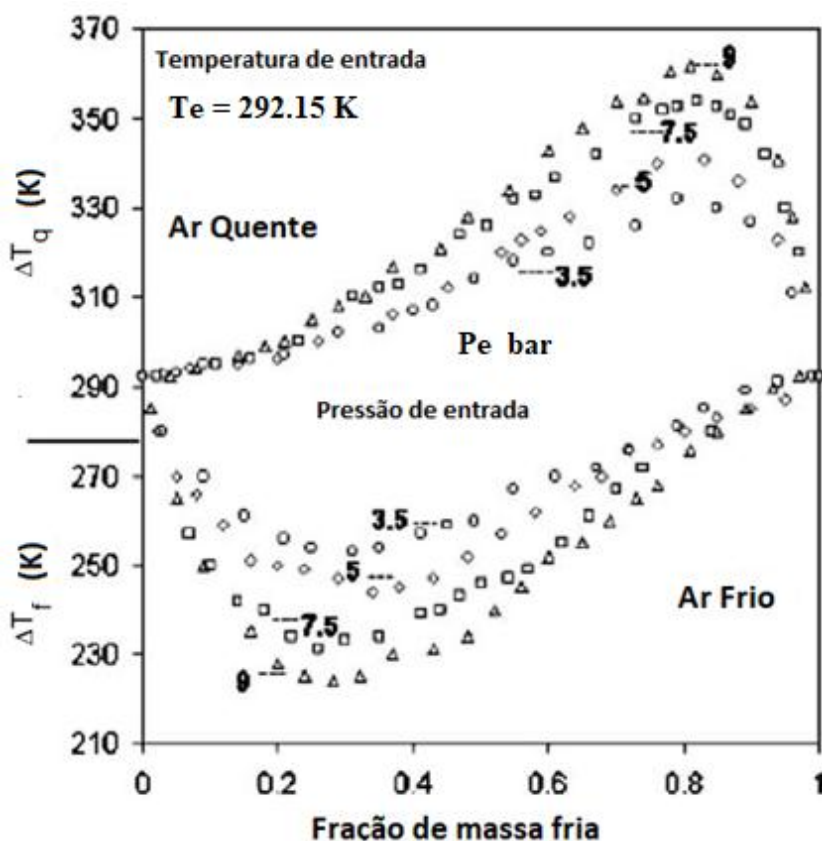


Fonte: Adaptado de Aydin e Baki (2006).

A fração de massa fria tem uma influência significativa nos valores das diferenças de temperatura quente e fria. Os estudos de Aydin e Baki (2006) demonstraram que a fração fria é um parâmetro importante que influi no rendimento da separação de temperatura do tubo de vórtice. Para Cockerill (1995), a temperatura de ar de saída fria diminui com o incremento da fração fria até 0,3, alcançando aí seu valor mínimo, e que a máxima taxa de refrigeração ocorre quando a fração de massa fria está entre 0,6 e 0,8 (Figura 18). Yilmaz *et al.* (2009) afirmaram que a refrigeração máxima no tubo de vórtice é produzida na fração de 0,6 e 0,7, onde o valor da fração de massa de ar fria e a diferença de temperatura fria são grande. Para temperaturas mais baixas, a fração de massa fria deve ter o valor menor do que 0,5. Nimbalkar e Muller (2009) afirmaram que uma fração de massa fria de 0,6 gera um valor máximo de separação de energia num tubo de vórtice, independente dos valores da pressão e diâmetro de entrada. Im e Yu (2012) encontraram uma mínima temperatura que foi para uma fração de massa fria de 0,6. O experimento de Markal *et al.* (2010) mostrou um ponto máximo de diferença da temperatura fria entre os intervalos de 0,25 e 0,4 de fração de massa fria. A análise de separação de temperatura em gases, como CO_2 ,

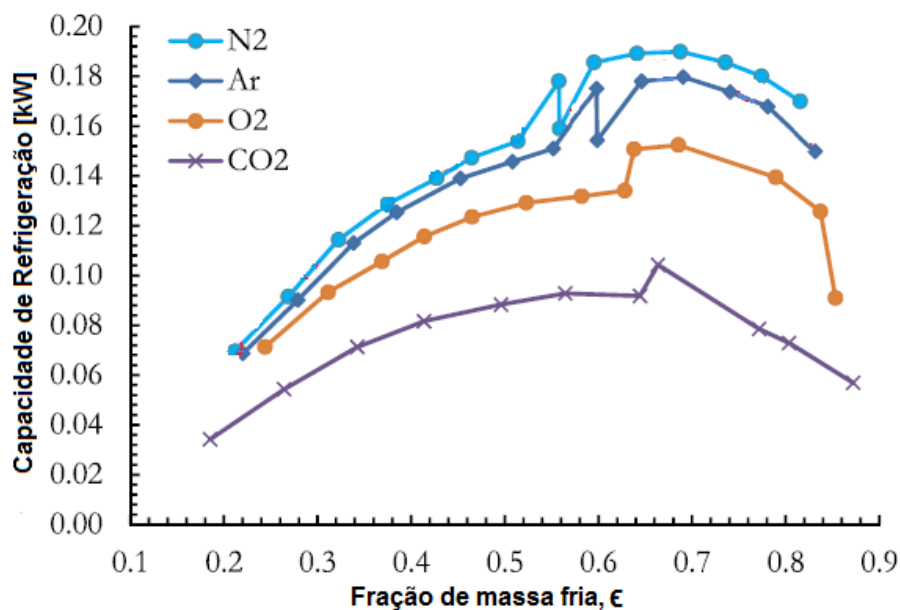
NO_2 , O_2 e ar, feitas por Thakare e Parekh (2015) mostrou que a temperatura mínima na corrente fria é obtida para uma fração de massa fria na faixa de 0,3 a 0,35. No entanto, a magnitude máxima da separação de energia de resfriamento é obtida por uma fração de massa fria em torno de 0,68 (Figura 19).

Figura 18 - Separação de temperatura quente e fria em função a fração de massa fria, para diferentes pressões de entrada.



Fonte: Adaptado de Cockerill (1995).

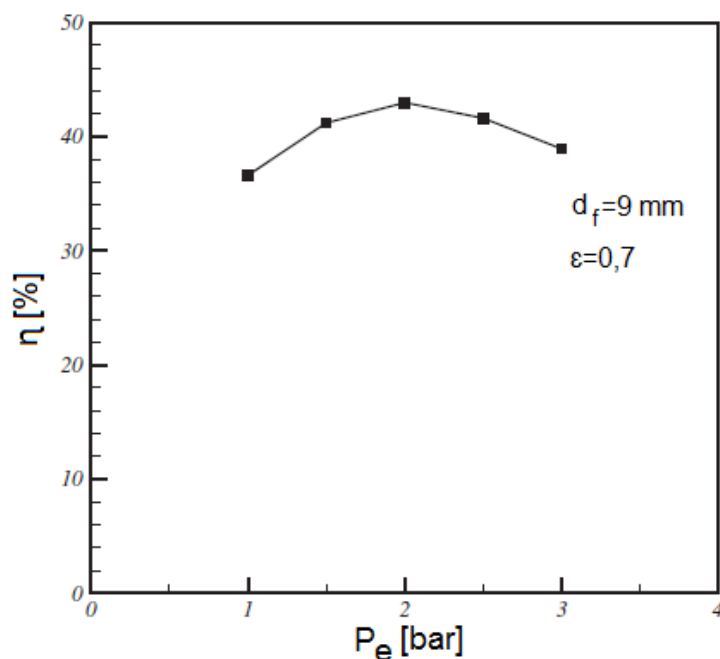
Figura 19 - Separação de energia de refrigeração *versus* a fração de massa fria para diferentes gases.



Fonte: Adaptado de Thakare e Parekh (2015).

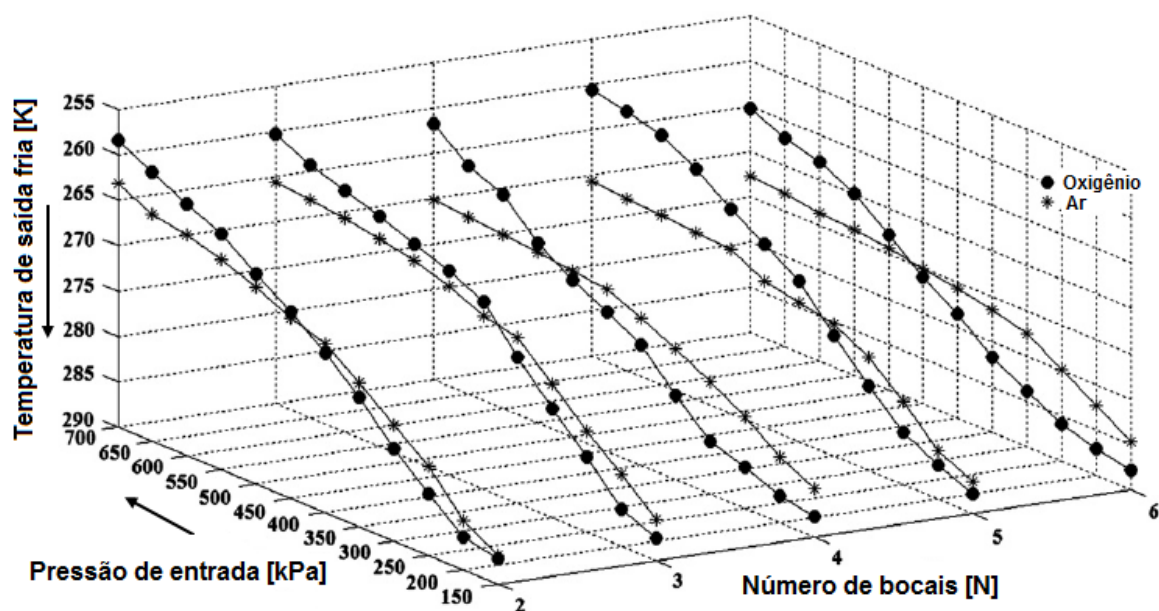
Os estudos experimentais de Saidi e Valipour (2003) concluíram que a eficiência do tubo de vórtice melhora com o incremento da pressão de entrada até que a pressão de entrada alcance os 2 bar, e depois deteriora-se quando a pressão de entrada é mais alta (Figura 20). Cebeci *et al.* (2016) afirmaram que, com o aumento da pressão de entrada do tubo de vórtice, tem-se um aumento do gradiente de temperatura para as saídas fria e quente. Além disso, para Kirmaci (2009), as reduções de temperatura do ar e do oxigênio no tubo frio aumentam com o incremento da pressão de entrada (Figura 21).

Figura 20 - Eficiência *versus* Pressão de entrada.



Fonte: Adaptado de Saidi e Valipour (2003).

Figura 21 - Temperatura de saída fria em relação ao número de bicos e às pressões de entrada.



Fonte: Adaptado de Kirmaci (2009).

A Tabela 1 apresenta um resumo dos parâmetros e variáveis disponíveis na literatura para tubos de vórtice, operados a baixas pressões, com medições semelhantes às realizadas neste estudo.

Tabela 1 - Valores da literatura para tubos de vórtice operando a baixas pressões.

Autor	D (mm)	L (mm)	L/D	P _e (Bar)	d _e (mm)	d _f (mm)	ε	ΔT _q	ΔT _f	COP _{ót.}
Stephan <i>et al.</i> (1983)	17,6	352	20	2	4,1	6,5	0,60	20,0	13,0	0,073
Saidi e Valipour (2003)	18	1000	55,6	2	3,5	9,0	0,71	-	34,5	0,227
Promvongse e Eiamsa-ard (2005)	16	720	45	3,5	2,0	8,0	0,63	-	25,2	0,099
Behera <i>et al.</i> (2005)	12	120	10	4,4	3,2	6,0	0,59	26,0	24,0	0,097
Markal <i>et al.</i> (2010)	10	100	10	2	-	4,0	0,56	23,0	29,0	0,149
Valipour e Niazi (2011)	19	400	21	2	-	9,5	0,85	-	9,0	0,069
Hamdan <i>et al.</i> (2011)	10	137	13,7	2	-	4,5	0,42	6,0	5,7	0,022
Mohammadi e Farhadi (2013)	8	240	30	3,5	-	4,0	0,80	3,0	8,0	0,041
Rafiee e Sadeghiazad (2017)	18	250	14	2,5	-	9,0	0,59	-	21,5	0,101
Attalla <i>et al.</i> (2017)	18	250	14	2	-	5,0	0,40	-	22,0	0,110

Fonte: Autor.

Os parâmetros geométricos de estudo, tais como a relação de comprimento-diâmetro do tubo quente (L/D), o diâmetro do bocal de entrada (d_e), o modo de injeção de ar na câmara de vórtice e o número de bicos dos geradores (N) são apresentados no Capítulo 5 de Materiais e Métodos.

4.2 Sistema de geração de energia solar fotovoltaica

A energia solar é uma fonte renovável, sendo vista como uma das alternativas para contribuir na solução do problema de escassez de energia gerada a partir de fontes convencionais, que geralmente são poluentes para o meio ambiente. Segundo Sampaio e González (2017), o consumo de energia em todo o mundo está aumentando a cada ano e, entre as fontes alternativas que estão contribuindo para aumentar a geração de energia, podem-se destacar as energias renováveis. A tecnologia solar fotovoltaica está crescendo rapidamente nas últimas décadas, e pode desempenhar um papel importante na obtenção da alta demanda de energia em todo o mundo. Zomer (2010) afirmou que se torna interessante a energia solar fotovoltaica porque o maior consumo de eletricidade ocorre durante o dia, quando a irradiação solar é maior. Ruther (2004) apresentou algumas vantagens dos sistemas solares fotovoltaicos: ser uma fonte silenciosa, não poluente e renovável, sendo adequada à integração no meio urbano, o que reduz quase completamente as perdas por transmissão e distribuição devido à proximidade entre geração e consumo. Siecker *et al.* (2017) relataram que os sistemas fotovoltaicos apresentam problemas que afetam

negativamente sua eficiência na conversão de energia, devido a presença de poeiras e ao aumento de temperatura na sua superfície.

No Brasil, a utilização de energia solar para geração de eletricidade tem se desenvolvido lentamente, tendo sido iniciada com a instalação dos primeiros sistemas isolados e remotos, apesar da necessidade de diversificação da matriz de geração elétrica e de boa irradiação solar no país (FARIA JR., TRIGOSO e CAVALCANTI, 2017). Observa-se que nas regiões Norte e Nordeste, as mais próximas da Linha do Equador, existe uma maior possibilidade de implantação da tecnologia solar fotovoltaica. Isto porque nessas regiões a tolerância aos desvios azimutais é maior, enquanto que regiões mais ao sul exigem um posicionamento mais específico dos painéis para um aproveitamento adequado da irradiação solar (TOLMASQUIM, 2016). Benedito e Zilles (2009) destacaram que o sistema fotovoltaico conectado à rede (*On-grid*) é uma alternativa para o gerenciamento da expansão da oferta de eletricidade, nos centros urbanos brasileiros. Principalmente em cidades da região Nordeste, como Fortaleza, onde o recurso solar é mais intenso, o custo da energia gerada a partir de sistemas conectados à rede seria mais barato. No futuro a inserção dessa tecnologia é positiva, pois há uma tendência de alta na tarifa convencional, impulsionado pelo crescimento da demanda, ao mesmo tempo em que o custo de aquisição de equipamento fotovoltaico tende a diminuir, devido à evolução do processo produtivo (BENEDITO, 2009). Jardim (2007) afirma que a energia solar fotovoltaica é uma fonte promissora, tanto para as áreas distantes e ainda não eletrificadas, como também para os grandes centros urbanos, onde demandas de ar condicionado elevam as curvas de carga, apresentando uma excelente sincronicidade com a geração solar. Quando instalados estrategicamente no sistema de distribuição, podem contribuir significativamente para a redução da curva de carga.

5 MATERIAIS E MÉTODOS

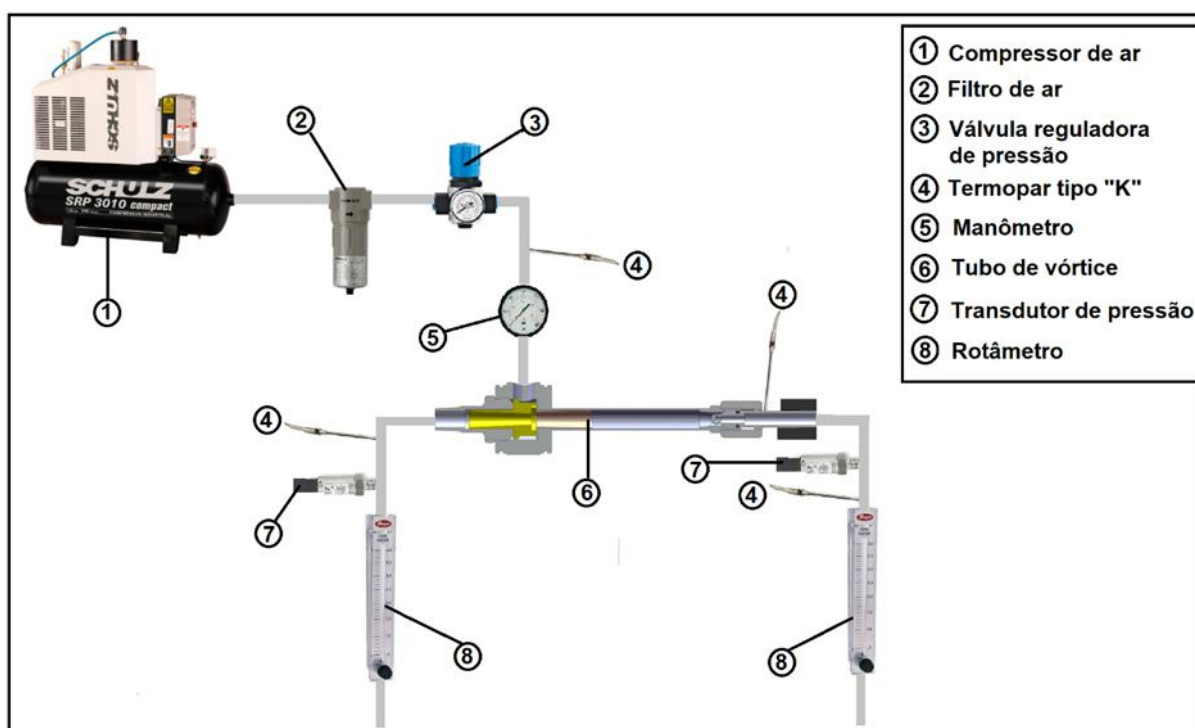
Este capítulo apresenta os métodos e materiais empregados para o desenvolvimento deste trabalho, e está dividido em três partes: Estudo experimental do tubo de vórtice, procedimento para a seleção do compressor de ar e procedimento para o dimensionamento dos sistemas fotovoltaicos.

5.1 Estudo experimental do tubo de vórtice

O estudo experimental do tubo de vórtice foi realizado em uma bancada experimental construída no Laboratório de Refrigeração e Ar Condicionado da UFC. Os desenhos técnicos de projeto dos suportes estruturais para a bancada experimental estão no Apêndice A. Esses desenhos são estruturas metálicas que servem como suporte dos instrumentos de medições e do tubo de vórtice.

O desenho esquemático da Figura 22 mostra os componentes e instrumentos utilizados na realização das medições experimentais.

Figura 22 - Esquema experimental do sistema de refrigeração por tubo de vórtice.



Fonte: Autor.

Cada um dos componentes e instrumentos do esquema experimental está apresentado nas seções seguintes.

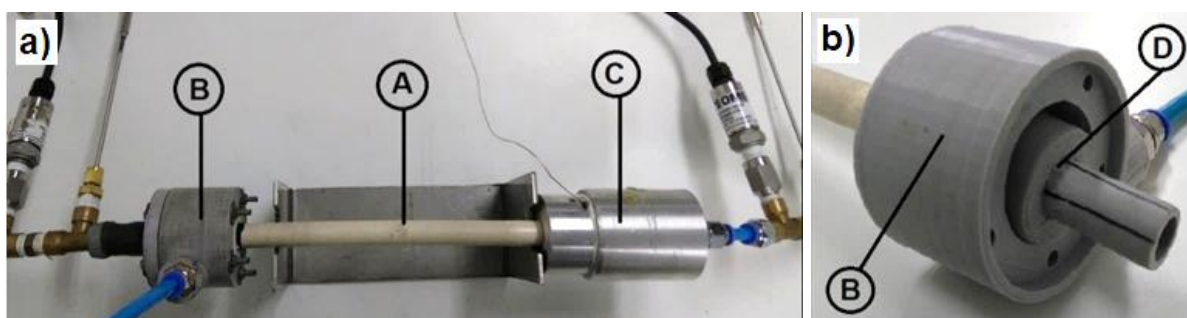
5.1.1 Tubo de vórtice

O tubo de vórtice é o dispositivo de refrigeração sem partes móveis, que opera por meio de um fluxo de ar comprimido fornecido por um compressor. Neste trabalho, busca-se obter a melhor geometria possível, tais como a relação de comprimento-diâmetro (L/D), o diâmetro do bocal de entrada (d_e), o modo de injeção de ar na câmara de vórtice e o número de bocais do gerador de vorticidade (N), para um tubo de vórtice de tipo contrafluxo, em que a vazão de ar e a capacidade de refrigeração sejam capazes de propiciar uma operação continuada e a baixas pressões.

Utilizou-se um tubo de vórtice de tipo contrafluxo, pois, segundo Sharma *et al.* (2017), o desempenho desses tubos é superior aos tubos de vórtice do tipo unifluxo. Assim o trabalho dá continuidade aos estudos sobre tubos de vórtice de tipo contrafluxo realizados por Silva (2012), Silva (2014) e Aragão (2016) no Laboratório de Refrigeração e Ar condicionado da UFC, que forneceram muitas informações ao iniciar este trabalho.

A parte construtiva do tubo de vórtice consiste de uma câmara de vórtice, uma válvula quente, um tubo quente e gerador de vorticidade, conforme mostrado na Figura 23a e 23b. O Apêndice B apresenta o desenho técnico dos componentes do tubo de vórtice.

Figura 23 - Partes de um tubo vórtice construído.



A) Tubo quente, B) Câmara de vórtice, C) Válvula quente e D) Gerador de vorticidade

Fonte: Autor.

5.1.1.1 Tubo quente

O tubo quente é um componente indispensável em um tubo de vórtice, pois dentro dele ocorre a separação de energia. Assim, a relação de comprimento-diâmetro (L/D) é um parâmetro geométrico importante a ser considerado. Segundo os resultados da literatura apresentados na Tabela 1, da Seção 4.1, para os tubos de vórtice que trabalham a baixas pressões, pode-se dizer que a relação de L/D do tubo de vórtice afeta significativamente o seu desempenho, e que os estudos feitos mostram resultados variáveis na faixa de 10 a 55. Segundo Singh *et al.* (2004), para um tubo de vórtice com uma relação de $L/D > 45$, a variação da eficiência e a separação térmica são insignificantes.

Neste estudo foi selecionado uma geometria ótima de acordo a sua separação de temperatura e o coeficiente de desempenho (COP), no seguinte intervalo:

$$10 \leq L/D \leq 45$$

Assim, os tubos quentes que foram estudados tiveram as dimensões $L/D \approx 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40$ e 45 , conforme mostrado na Figura 24 e o Apêndice C.

Figura 24 - Tubos quentes com relação $10 \leq L/D \leq 45$.



Fonte: Autor.

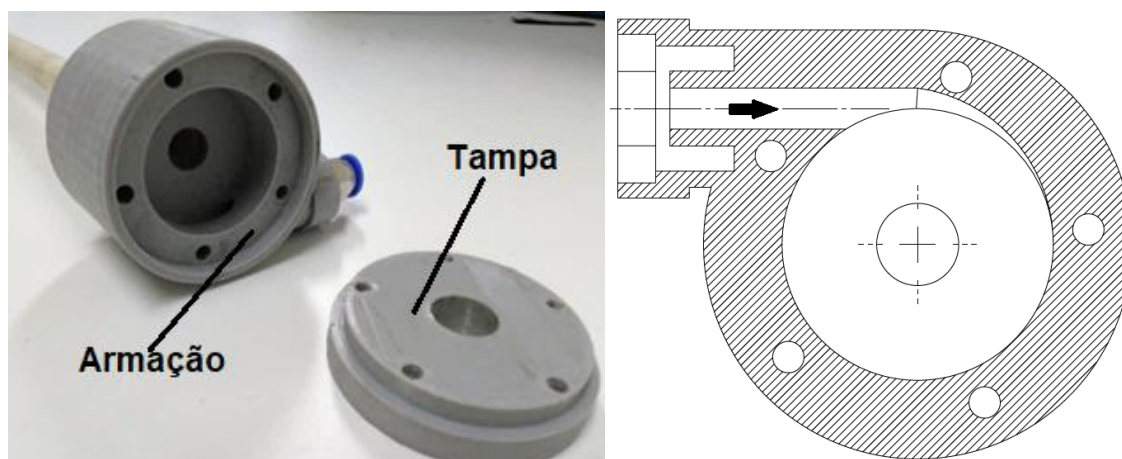
O tubo quente utilizado neste estudo tem as mesmas especificações técnicas pesquisadas em tubos de vórtice por Silva (2014) e Aragão (2016). O tubo empregado é de 15 mm de diâmetro nominal e com 1,5 mm de diâmetro interno igual a 11, fabricado de PVC (policloreto de vinila clorado), usado em instalações de água quente, possuem baixa condutividade térmica, sendo sua temperatura máxima de trabalho de 80 °C a 6 bar. Por isso, esse material é uma das melhores opções para o presente estudo. Yilmaz *et al.* (2009) afirmaram que com um material de superfície lisa e de condutividade térmica baixa consegue uma melhor separação térmica e uma maior eficiência. Além disso, é favorável a escolha do tubo de PVC pela sua facilidade em ser encontrado no mercado.

5.1.1.2 Câmara de vórtice

A câmara de vórtice é o componente com maior importância no desempenho em um tubo de vórtice, pois é o local onde a vorticidade é gerada e tem muita influência na separação de energia ocorrida no tubo quente.

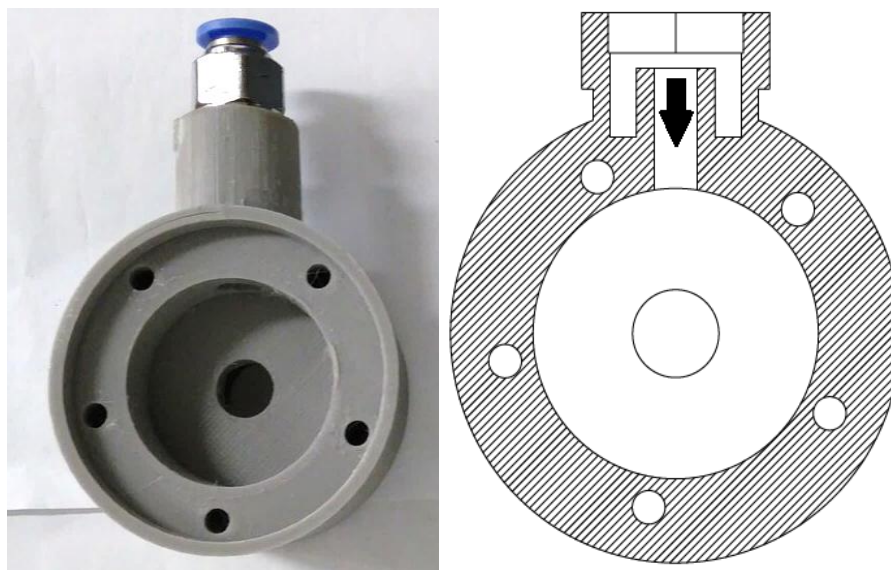
Nas diferentes investigações, foram testadas várias formas de injeção na câmara de vórtice, e nenhuma das formas tem uma base teórica para verificar se as formas e dimensões estão corretas. Portanto, neste estudo foram escolhidos da literatura dois tipos de injeção comumente empregados para câmaras de vórtice, sendo uma com entrada tangencial e a outra com entrada radial (Figuras 25 e 26).

Figura 25 - Câmara de vórtice com entrada tangencial.



Fonte: Autor.

Figura 26 - Câmara de vórtice com entrada radial.

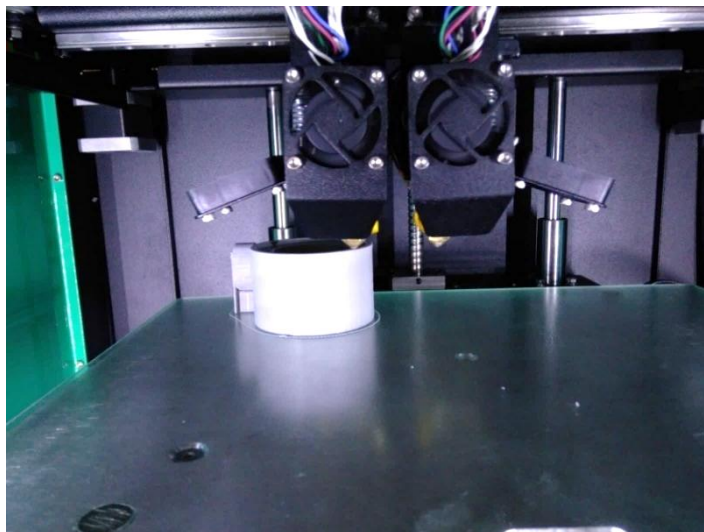


Fonte: Autor.

Essas câmaras de vórtice foram projetadas levando em conta o acoplamento do gerador, do bocal de entrada e do tubo de saída quente e fria. O projeto foi modelado com o software *Solidworks*, e os desenhos técnicos com suas dimensões e cortes estão detalhados no Apêndice D.

As câmaras e seus componentes foram fabricados usando uma impressora 3D da Cliever, modelo CL2 Pro, mostrada na Figura 27. O material empregado foi o filamento de poliácido láctico, produzido a partir de fontes naturais (material biodegradável). A câmara de vórtice impressa apresentou resistência mecânica tendo suportando pressões e temperaturas estabelecidas como limite para os testes, que foram de 4 bar e 80 °C, respectivamente. Os testes experimentais também não registraram vazamentos de ar através de suas paredes, o que indica um bom funcionamento.

Figura 27 - Impressora 3D imprimindo a câmara de vórtice.



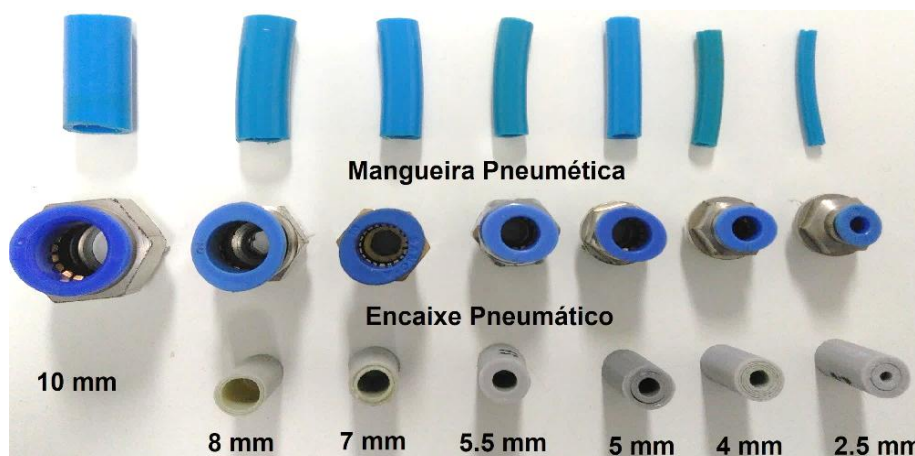
Fonte: Autor.

5.1.1.3 Dimensões de entrada na câmara de vórtice

As dimensões geométricas de entrada na câmara de vórtice (d_e) têm uma influência significativa na capacidade de refrigeração do tubo de vórtice, visto que tanto a pressão de entrada e quanto o fluxo de massa estão diretamente ligados à separação de energia e, por conseguinte, à geração de ar frio e quente. Neste estudo foram escolhidos sete tipos de dimensões de entrada na câmara de vórtice (Figura 28).

As dimensões de entrada dos pequenos tubos são de 10 mm, 8 mm, 7 mm, 5,5 mm, 5mm, 4 mm e 2,5 mm de diâmetro interno com um comprimento de 19 mm. A escolha dessas dimensões foi feita seguindo o padrão do mercado, dos acessórios pneumáticos, sendo possível, dessa maneira, uniformizar as dimensões na entrada do tubo de vórtice, tanto para o encaixe como para a mangueira pneumática.

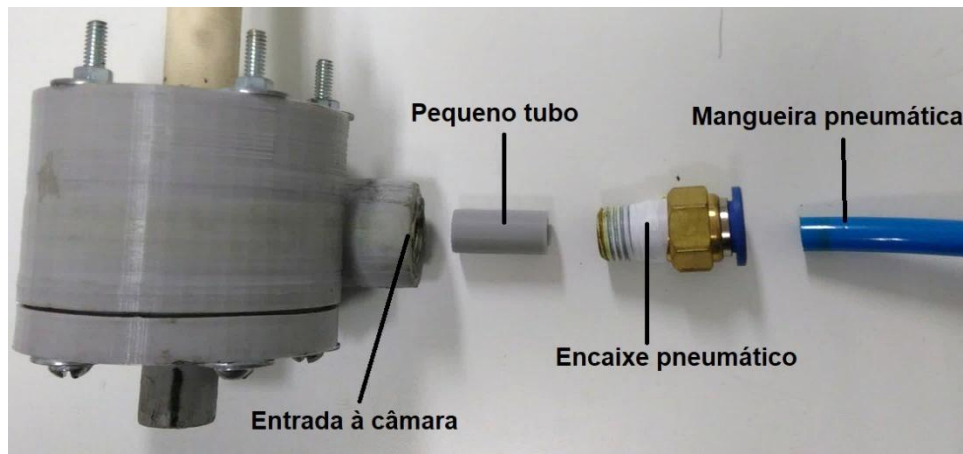
Figura 28 - Dimensões de entrada da câmara de vórtice.



Fonte: Autor.

Os testes foram feitos para pressões manométricas de 2, 3 e 4 bar. A colocação do tubo, de encaixe pneumático e da mangueira pneumática foram feitos de acordo a Figura 29.

Figura 29 - Colocação de acessórios na câmara de entrada.



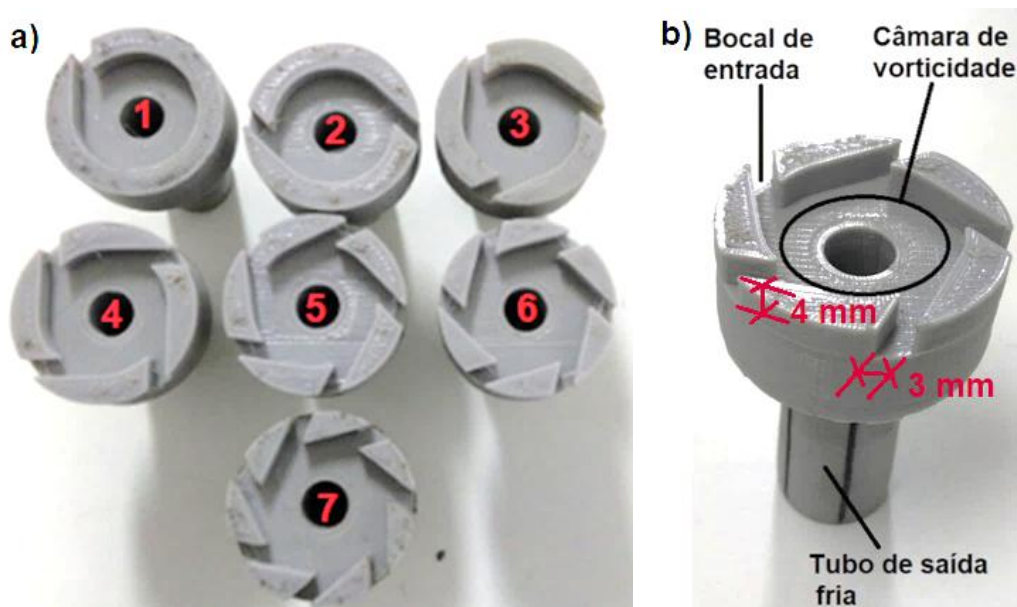
Fonte: Autor.

A sequência de montagem dos acessórios da câmara de vórtice foi: o posicionado do tubo de encaixe sobre a entrada da câmara; a colocação do encaixe pneumático, e, por fim, a mangueira pneumática. As mangueiras pneumáticas são de Poliuretano Termoplástico de bitola 4, 6, 8, 10 e 12, 14 mm de diâmetro externo, que apresentam propriedades de alta flexibilidade, alta resistência mecânica e boa estabilidade térmica. A pressão de trabalho máxima é de 10 bar, apropriada para os estudos experimentais. Os tubos de encaixe foram impressos na impressora 3D.

5.1.1.4 Geradores de vorticidade

Outra peça fundamental dentro de um tubo de vórtice é o gerador, cuja função é gerar a vorticidade a partir da entrada de ar tangencial à parede do tubo, criando um maior efeito de separação de corrente de ar frio e quente. De acordo com a literatura, não existe um consenso que estabeleça claramente o número de bocais de entrada com melhor desempenho. Por esse motivo, neste estudo foram testados geradores com entradas de 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7 bocais de entrada tangencial reta a pressões baixas de 2, 3 e 4 bar, cujas dimensões geométricas são tomadas dos estudos de Silva (2014) e Aragão (2016), mostrado na Figura 30a e 30b.

Figura 30 - Bocais de entradas tipo retas e tangencial.



Fonte: Autor.

O gerador de vorticidade possui três partes (Figura 30b): o bocal de entrada, câmara de vorticidade e tubo de saída fria. O bocal de entrada é de tipo tangencial reta, como já foi mencionado anteriormente, e sua geometria é de tipo retangular, com uma altura de 4 mm e uma base de 3 mm de comprimento. A câmara de vorticidade tem um diâmetro de 10,5 mm, que permite concentrar todas as correntes de ar que ingressam pelos bocais. O tubo de saída fria é de tipo tronco cônico, com um diâmetro de 8 mm na base, um diâmetro de 11 mm na saída e um

comprimento de 40 mm. Todas estas características geométricas estão apresentadas no desenho técnico do Apêndice E.

Os geradores de vórtice foram fabricados na impressora 3D (Figura 31).

Figura 31 - Impressora 3D imprimindo o gerador de vorticidade.

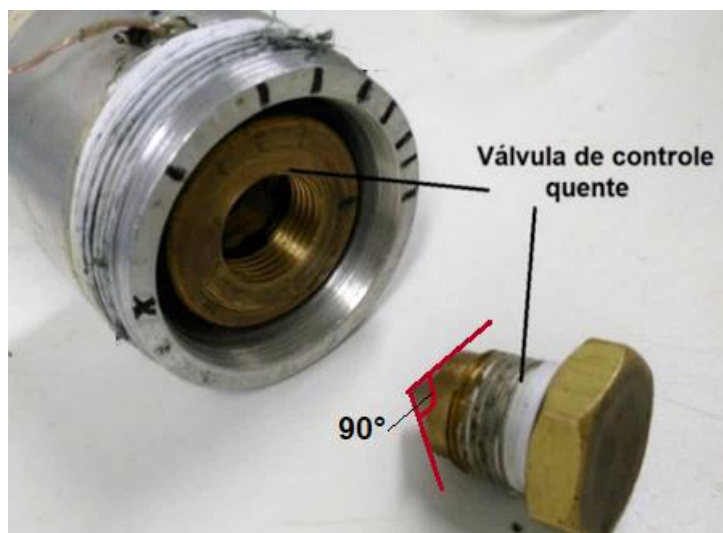


Fonte: Autor.

5.1.1.5 Válvula de controle quente

A válvula de controle de saída de ar quente é um componente importante no tubo de vórtice, e controla indiretamente a vazão mássica do fluxo de ar frio e sua temperatura, visto que sua abertura é proporcional à vazão mássica de saída do ar quente. Segundo Gao *et al.* (2005), a geometria (tipo plana, cônica ou esférica) não tem muita influência na separação de energia, por essa razão o estudo empregou uma válvula de controle do tipo cônica e com um ângulo de saída fria de 90°, conforme demonstrado na Figura 32.

Figura 32 - Válvula de controle de saída quente.



Fonte: Autor.

A válvula foi projetada levando em consideração a conexão do tubo quente. Foi fabricada de bronze para suportar as temperaturas em torno de 85 °C. As dimensões geométricas estão apresentadas no desenho técnico do Apêndice F. Durante a experimentação, a regulação da válvula foi feita para uma vazão mássica em torno de 0,3 a 0,95.

Para as medições do fluxo mássico na corrente de ar quente, foram fabricadas duas peças de alumínio (Figura 33). Estas peças facilitaram o direcionamento das correntes de ar quente que saem pelas laterais da válvula de controle, através de um encaixe do tipo rosca. O fluxo de ar foi posteriormente conduzido através de uma mangueira de poliuretano até o rotâmetro.

Figura 33 - Peças de acumulação de ar quente.



Fonte: Autor.

5.1.2 Compressor de ar

Para o fornecimento de ar comprimido, foi utilizado um compressor industrial de tipo parafuso. O compressor foi selecionado a fim de que os experimentos pudessem ser realizados em regime permanente. A Tabela 2 mostra alguns dados relevantes com relação ao compressor de ar.

Tabela 2 - Principais dados do compressor industrial tipo parafuso.

Marca/Modelo		Schulz / SRP 3010
Pressão de trabalho	Barg/psig	9/131
Vazão volumétrica	Pcm	35
	l/min	991
Alimentação compressor	HP/kW	10/7,5
	Tensão (V)	220 ou 380

Fonte: Adaptado do manual Schulz.

Com o uso do filtro de ar foi possível atingir um melhor desempenho do sistema, já que um ar sem tratamento possui contaminantes sólidos, tais como água e óleo, que podem prejudicar os estudos experimentais. O filtro permitiu a remoção de partículas e óleo superior a 1 micron e 0,1mg/m³.

5.1.3 Regulador de pressão

A válvula de pressão regula o fluxo de ar comprimido até que fosse alcançada uma pressão constante de funcionamento do tubo de vórtice. A válvula possui um botão de regulagem que possibilita o ajuste da pressão no manômetro. Para o estudo experimental foi utilizada uma válvula reguladora de pressão da marca Werk-Schott, modelo 21 – F252.

5.1.4 Instrumentos de medição

Nas seções seguintes estão apresentados os sensores de medições das variáveis do processo.

5.1.4.1 Rotâmetro

O rotâmetro industrial da marca Dwyer® modelo RMC-107-SSV permite medir a vazão volumétrica de ar nas saídas do tubo de vórtice, especificamente nas saídas quente e fria, na faixa de 120-1200 SCFH (*Standard Cubic Feet per Hour*). Seu funcionamento segue o princípio de “área variável”, em que o flutuador é suspenso pelo ar a uma altura correspondente à vazão. A leitura da vazão é feita em unidades de volume por tempo ($1 \text{ ft}^3/\text{hora} = 0,028 \text{ m}^3/\text{h}$), até uma pressão de trabalho de 6,9 bar, sendo sua precisão de $\pm 2,0\%$.

5.1.4.1 Termopares

As temperaturas foram medidas através de 4 termopares tipo “K” (*Cromel-Alumel*) com faixa de operação entre $-200 \text{ }^\circ\text{C}$ e $1.250 \text{ }^\circ\text{C}$ (precisão de $\pm 0,75\%$). Sua ponta fina (diâmetro de 0,5 mm) permite uma rápida resposta a variação da temperatura.

Um termopar foi instalado na tubulação de entrada, a uma distância de 10 cm da câmara de vórtice, por meio de uma conexão roscada e vedada com anilhas de teflon. Na tubulação de saída quente, foram inseridos mais dois termopares. O primeiro foi colocado na válvula quente através de um orifício passante e colado com resina epóxi para evitar o vazamento de ar. O segundo foi instalado a 15 cm da válvula de controle, por intermédio de uma conexão roscada e vedada com anilhas de teflon junto ao transdutor de pressão. Na tubulação de saída de ar frio foi instalado um

termopar, a uma distância de 5 cm da câmara de vórtice, e junto ao transdutor de pressão. Os termopares foram calibrados antes de realizar as medições, como apresentado no Apêndice G.

5.1.4.2 Manômetro de pressão

Um manômetro de tipo *Bourdon* foi colocado na tubulação de entrada da câmara de vórtice, ao lado do termopar, por meio de uma conexão rosca e vedada com anilhas de teflon. O manômetro é da marca Festo, modelo MA-40-10-1/8-EM, com uma faixa de medição de 0 a 10 bar e uma temperatura de trabalho de -10°C a +60°C, sendo sua precisão de $\pm 0,1\%$.

5.1.4.3 Transdutor de pressão

O transdutor de pressão é de tipo *extensômetro*, que converte a pressão em um sinal elétrico analógico mediante a deformação física de seu diafragma (instalada na parte interna do dispositivo). Esse transdutor de pressão tem uma saída de 0 a 5 V e uma temperatura de funcionamento na faixa de -40 a 85 °C, sendo adequado para os valores de temperatura e pressão registrados nas saídas do tubo de vórtice. Seu tempo de resposta é de 1 milissegundo, o que permite registrar dados precisos de pressão para um comportamento transiente.

Os transdutores de pressão foram instalados nas saídas do tubo de vórtice, entre o rotâmetro e o termopar. Sua escolha se deu em razão da sua alta precisão de $\pm 0,25\%$ e das pressões baixas registradas na faixa de 0 a 6 bar na tubulação de saída quente e fria do tubo de vórtice. As calibrações do transdutor de pressão da marca Omega®, modelo PX309-100G5V, estão apresentadas no Anexo A.

5.1.5 Coletores de dados

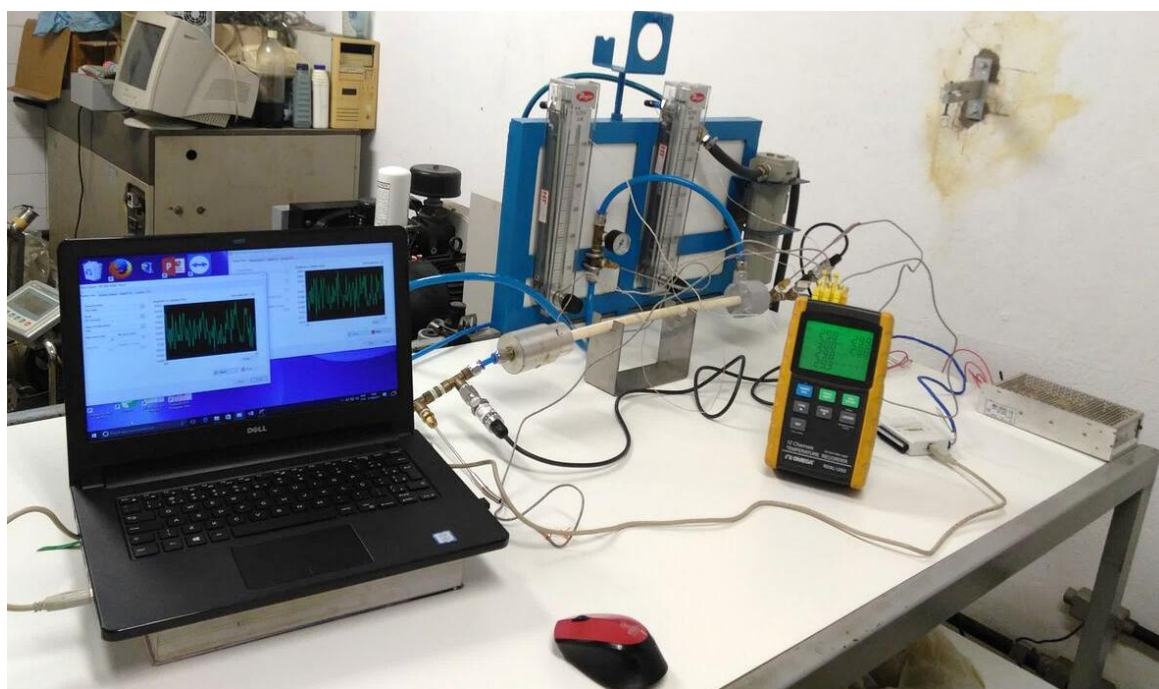
O coletor de dados de temperatura é um instrumento multifuncional, que permite armazenar as temperaturas a partir da variação da tensão apresentada nos termopares. O coletor de dados é de fabricação Omega®, modelo RDXL12SD, com

12 canais independentes de temperatura e precisão de $\pm 0,4\%$. As medições eram feitas e armazenadas em intervalos de 1 segundo.

O coletor de dados de pressão (USB-6009, da National Instruments), possui 8 entradas e duas saídas analógicas e oferece funções básicas de aquisição de dados para os transdutores de pressão instalados nas saídas quentes e frias do tubo de vórtice. Os dados de tensão adquiridos pelo dispositivo USB-6009 eram visualizados em um notebook através do software NI-DAQmx, da National Instruments, em intervalos de 0,1 segundos.

Finalmente, na Figura 34 apresenta-se a bancada experimental que está composta pelo sistema de abastecimento de ar comprimido, os instrumentos de medições e os coletores de dados, para o experimento do tubo de vórtice.

Figura 34 - Bancada experimental para o experimento do tubo de vórtice.



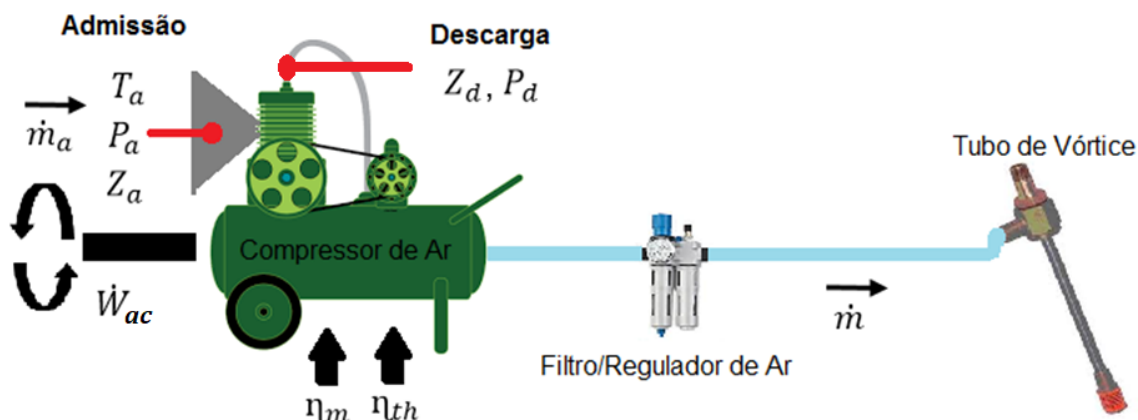
Fonte: Autor.

5.2 Procedimento para seleção do compressor de ar

Nesta seção do trabalho são apresentadas as equações fundamentais, que permitiram determinar a potência de acionamento do compressor de ar, como encontrado em livros sobre Compressores Alternativos Industriais (SILVA, 2009). Os cálculos foram realizados para as condições de trabalho do tubo de vórtice,

apresentado na Seção 5.1, com a finalidade de fornecer uma vazão de ar constante (Figura 35).

Figura 35 - Esquema de funcionamento de um tubo de vórtice.



Legenda	
$\dot{m}_a$: Fluxo mássico de admissão	$\dot{m}$: Fluxo mássico no tubo de vórtice
T_a : Temperatura de admissão	$\dot{W}_{ac}$: Potência de acionamento
P_a : Pressão de admissão	P_d : Pressão de descarga
Z_a : Fator de compressibilidade de admissão	Z_d : Fator de compressibilidade de descarga
η_{th} : Eficiência termodinâmica	η_m : Eficiência mecânica

Fonte: Autor.

Para se estimar a potência de acionamento do compressor, são considerados alguns fatores: a não idealidade do gás, o gás é comprimido num compressor alternativo de pistão, monocilíndrico, e com um estágio de compressão de simples efeito. Foram consideradas as perdas devido à eficiência das válvulas de admissão e descarga, e, ainda, a eficiência mecânica do compressor. Portanto, a potência de compressão aproximada de um compressor real é calculada por:

$$\dot{W}_{ac} = \dot{m}_a \frac{k}{k-1} \frac{R}{PM} T_a \left[\left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \left(\frac{Z_a + Z_d}{2\eta_{th}\eta_m} \right) \quad (14)$$

Na qual, $\dot{m}_a$ é o fluxo mássico de aspiração do compressor; k é o coeficiente de expansão adiabática do ar seco, sendo 1,4 para faixas de temperatura de 20 a 100°C; R , é a constante universal dos gases, 8,314 kJ/kmol K; PM é o peso molecular do ar (28, 964 kg/kmol); T_a é a temperatura de admissão; P_d/P_a é a razão de compressão do compressor; Z_a é o fator de compressibilidade (mede o grau de não

idealidade do ar) calculado na temperatura e pressão de admissão; e Z_d é o fator de compressibilidade calculado na temperatura e pressão de descarga.

A eficiência termodinâmica da compressão varia de 75% a 88%, dependendo do projeto do compressor. Em geral, é utilizado o valor de 83% para os cálculos em projetos conceituais, quando o compressor está operando com uma razão de compressão otimizada. A eficiência mecânica, para um compressor alternativo de grande porte, varia de 92% a 98%, dependendo da rotação e da potência da máquina. Nos casos em que não se dispõe desta informação, a literatura técnica especializada sugere o valor de 95%.

5.3 Procedimento para o dimensionamento de sistema fotovoltaico

Nesta Seção é apresentado o procedimento para o dimensionamento de sistemas fotovoltaicos seguindo-se as recomendações do “Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos” da GTES (Grupo de Trabalho de Energia Solar, 2014). Através do dimensionamento se pretende selecionar o gerador fotovoltaico para suprir a demanda de energia elétrica do compressor de ar, dimensionado na Seção 5.2.

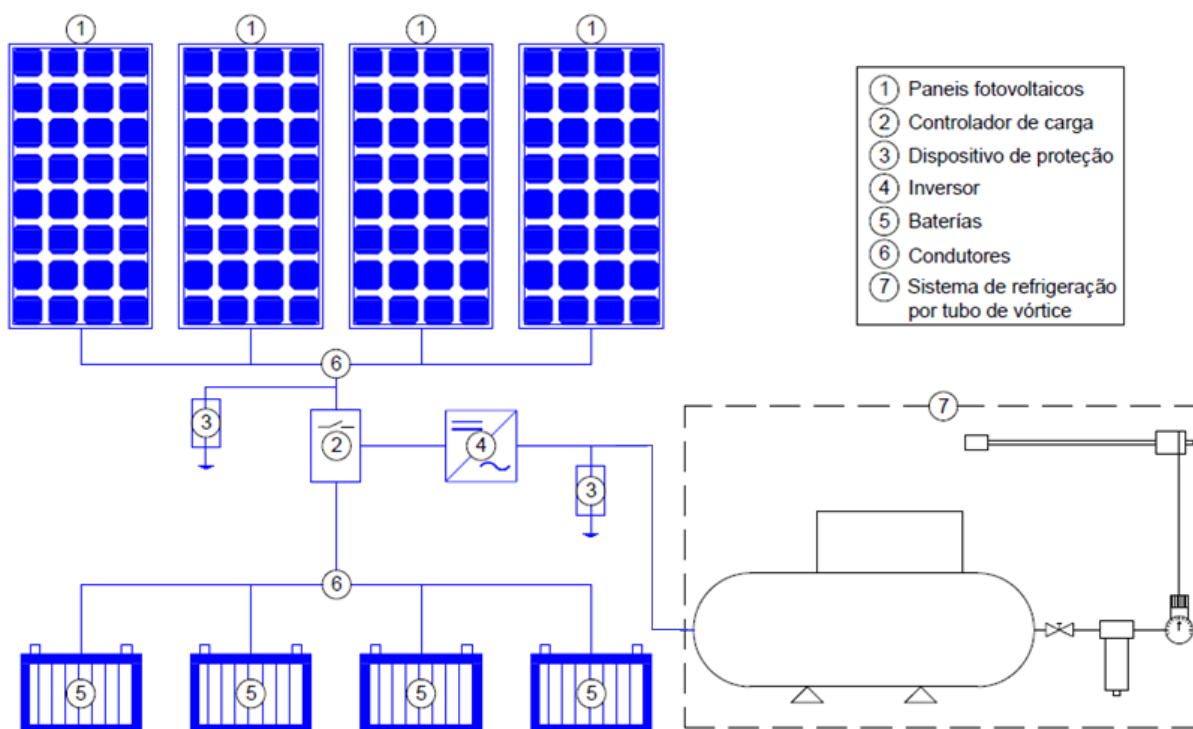
É interessante fazer uma separação entre sistema fotovoltaico isolado e sistema fotovoltaico conectado à rede. No primeiro caso, o sistema gerador atende a um determinado consumo de energia elétrica, e é necessário estimar a demanda energética o mais real possível para que o sistema projetado produza a energia necessária. Já no segundo caso, o consumo de energia elétrica da instalação é menos importante, pois pode ser complementado com energia extraída da rede de distribuição. Apesar dos procedimentos serem tratados separadamente, várias equações usadas nos cálculos dos sistemas fotovoltaicos isolados são também usadas nos sistemas fotovoltaicos conectados à rede.

5.3.1 Dimensionamento para sistema fotovoltaico isolado (off-grid)

Um sistema fotovoltaico isolado (*off-grid*) (Figura 36) é o sistema de geração de energia elétrica mais comum para lugares onde o acesso à rede elétrica é restrito. Este sistema consiste de painéis fotovoltaicos, controlador de carga, baterias, inversores e cabos. Os painéis fotovoltaicos são encarregados da geração de

eletricidade a partir das células fotovoltaicas, ligadas em série e em paralelo. O controlador de carga tem por função regular a quantidade de energia procedente dos painéis e evitar as cargas e descargas excessivas das baterias. As baterias são usadas para armazenar a energia elétrica gerada, e alimentar a carga elétrica (agrupamento) desejada. O inversor é usado para transformar a corrente contínua em corrente alternada procedente da bateria/controlador de carga. Informação adicional dos componentes do sistema fotovoltaico isolado está apresentadas no Anexo B.

Figura 36 - Sistema fotovoltaico isolado (*off-grid*) e o sistema de refrigeração por tubo de vórtice.



Fonte: Autor.

O dimensionamento do sistema fotovoltaico isolado (*off-grid*) é realizado pelo método do mês crítico, que consiste em realizar o cálculo da carga elétrica durante o período do ano no qual ocorrem as condições médias mais desfavoráveis para o sistema (GTES, 2014). A sequência de cálculo para o acionamento de um compressor de ar é a seguinte:

a) Cálculo da carga diária (E_{ca})

A carga diária (E_{ca}) é o valor de energia consumida pelo compressor de ar em corrente alternada para um determinado tempo de funcionamento e expressa por,

$$E_{ca} = \dot{W} \cdot H \quad (15)$$

Na qual, E_{ca} é a carga diária de consumo em corrente alternada [Wh/dia]; $\dot{W}$ é a potência do compressor de ar [W] e H é o uso diário do compressor de ar [h/dia].

b) Cálculo da energia ativa diária (E)

A energia ativa (E) é um valor mais real da carga diária e inclui a eficiência dos elementos que participam do processo de armazenamento e inversão de corrente, ou seja,

$$E = \frac{E_{ca}}{\eta_{bat} * \eta_{inv}} \quad (16)$$

Na qual, E é a energia ativa necessária diária [Wh/dia]; η_{bat} é a eficiência global da bateria (valor sugerido pelo manual 0,86) e η_{inv} é a eficiência do inversor.

c) Cálculo da potência do painel fotovoltaico (P_{FV})

A potência requerida dos módulos fotovoltaicos pode ser calculada a partir do valor médio diário de energia requerido para cada um dos meses do ano,

$$P_{FV} = \max_{i=1}^{12} \left(\frac{E_i}{HSP_i * Red_1 * Red_2} \right) \quad (17)$$

Na qual, P_{FV} é a potência do painel fotovoltaico [Wp]; HSP_i é a Hora de sol pleno no plano do painel fotovoltaico no mês i [h/dia]; Red_1 é o fator de redução de potência dos módulos fotovoltaicos, em relação a seu valor nominal (valor recomendado pelo manual de 0,75 para módulos fotovoltaicos de c-Si) e Red_2 é o fator

de redução de potência devido às perdas no sistema, incluído fiação, controlador, diodo e outros (valor recomendado pelo manual de 0,9).

d) Cálculo do número de módulos

O número de módulos foi dimensionado considerando-se o controlador de carga com Seguimento do Ponto de Potência Máxima (SPPM), equipamento que permite uma maior produção de energia em comparação aos reguladores convencionais. O número de módulos em série é calculado por,

$$\frac{V_{SPPM \min}}{V_{mp_{\max}}} < N^{\circ} \text{Módulos}_{\text{serie}} < \frac{V_{SPPM \max}}{V_{mp_{\min}}} \quad (18)$$

Na qual, $V_{SPPM \min}$ é a mínima tensão CC de operação do SPPM do controlador de carga [V]; $V_{SPPM \max}$ é a máxima tensão CC de operação do SPPM do controlador de carga [V]; $V_{mp_{\min}}$ é a tensão de máxima potência do módulo fotovoltaico na mínima temperatura de operação [V] e $V_{mp_{\max}}$ é a tensão de máxima potência do módulo fotovoltaico na máxima temperatura de operação [V].

A tensão de máxima potência de um módulo fotovoltaico na mínima temperatura de operação de -10 °C é determinada a partir da equação,

$$V_{mp_{-10^{\circ}\text{C}}} = \left(1 - \frac{35^{\circ}\text{C} * \beta_{oc}}{100}\right) * V_{oc(STC)} \quad (19)$$

Na qual, β_{oc} é o coeficiente de temperatura de tensão de circuito aberto do módulo [°C⁻¹] e $V_{oc(STC)}$ é a tensão de circuito aberto do módulo nas condições padrões (STC) [V].

A tensão de máxima potência de um módulo fotovoltaico na máxima temperatura de operação de 75 °C foi determinada por,

$$V_{mp_{75^{\circ}\text{C}}} = \left(1 + \frac{45^{\circ}\text{C} * \beta_{oc}}{100}\right) * V_{MPP(STC)} \quad (20)$$

Na qual, $V_{MPP(STC)}$ é a tensão do módulo na potência máxima nas condições padrões (STC) [V].

Para o cálculo do número de fileiras em paralelo, se deve considerar a potência total do gerador (P_m) e potência de cada fileira, conforme a equação (21):

$$N^{\circ} \text{ Módulos}_{\text{paralelo}} = \frac{P_{FV}}{N^{\circ} \text{ Módulos}_{\text{serie}} * P_{\text{mod}}} \quad (21)$$

Na qual, P_{mp} é a potência nominal do módulo [Wp].

e) Dimensionamento do banco de baterias

A capacidade do sistema de acumulação foi calculada por,

$$CB_{C20} = \frac{E * n}{P_d} \quad (22)$$

$$CBI_{C20} = \frac{CB_{C20}}{V_{\text{sist}}} \quad (23)$$

Na qual, CB_{C20} é a capacidade do banco de baterias para regime de descarga em 20 horas [Wh]; CBI_{C20} é a capacidade do banco de baterias para regime de descarga em 20 horas [Ah]; n é o número de dias de autonomia [dias]; P_d é a máxima profundidade de descarga da bateria (80% para ciclos profundos) e V_{sist} é a tensão nominal do sistema [V].

A determinação do número de baterias em paralelo e em série foi calculada através das equações (24) e (25), respectivamente.

$$N^{\circ} \text{ Baterias paralelo} = \frac{CBI_{C20}}{CBI_{\text{batC20}}} \quad (24)$$

$$N^{\circ} \text{ Baterias serie} = \frac{V_{\text{sist}}}{V_{\text{bat}}} \quad (25)$$

Na qual, CBI_{batC20} é a capacidade da bateria em regime de descarga 20 horas [Ah] e V_{bat} é a tensão nominal da bateria selecionada [V].

f) Dimensionamento do controlador de carga

Para o dimensionamento do controlador de carga, foram considerados os limites máximos do controlador SPPM, com relação à tensão corrente contínua do sistema e os níveis de corrente elétrica, tanto na entrada do painel fotovoltaico quanto na saída para as baterias. As equações (26) e (27) permitem calcular o número necessário de controladores em paralelo.

$$I_C = 1,25 * N^{\circ} \text{ Módulos}_{\text{paralelo}} * I_{SC} \quad (26)$$

$$N^{\circ} \text{ Controladores}_{\text{paralelo}} = \frac{I_C}{I_{\text{ctl}}} \quad (27)$$

Na qual, I_C é a corrente de curto circuito do painel fotovoltaico [A]; I_{SC} é a corrente de curto circuito do módulo [A] e I_{ctl} é a corrente máxima do controlador [A].

g) Dimensionamento do inversor

A potência do inversor dimensionado tem que ser superior a potência instalada de módulos fotovoltaicos, e capaz de suportar a corrente de partida ou potência (pico) do motor do compressor de ar. O inversor deve apresentar uma tensão de entrada igual à tensão corrente contínua do sistema (tensão do banco de baterias) e tensão de corrente alternada de saída conforme a necessidade de trabalho do compressor.

h) Dimensionamento de cabos de correntes contínuas

Para o dimensionamento das secções transversais de cabos que operam em corrente contínua, a equação (28), que leva em consideração a corrente e a tensão da fileira foi usada,

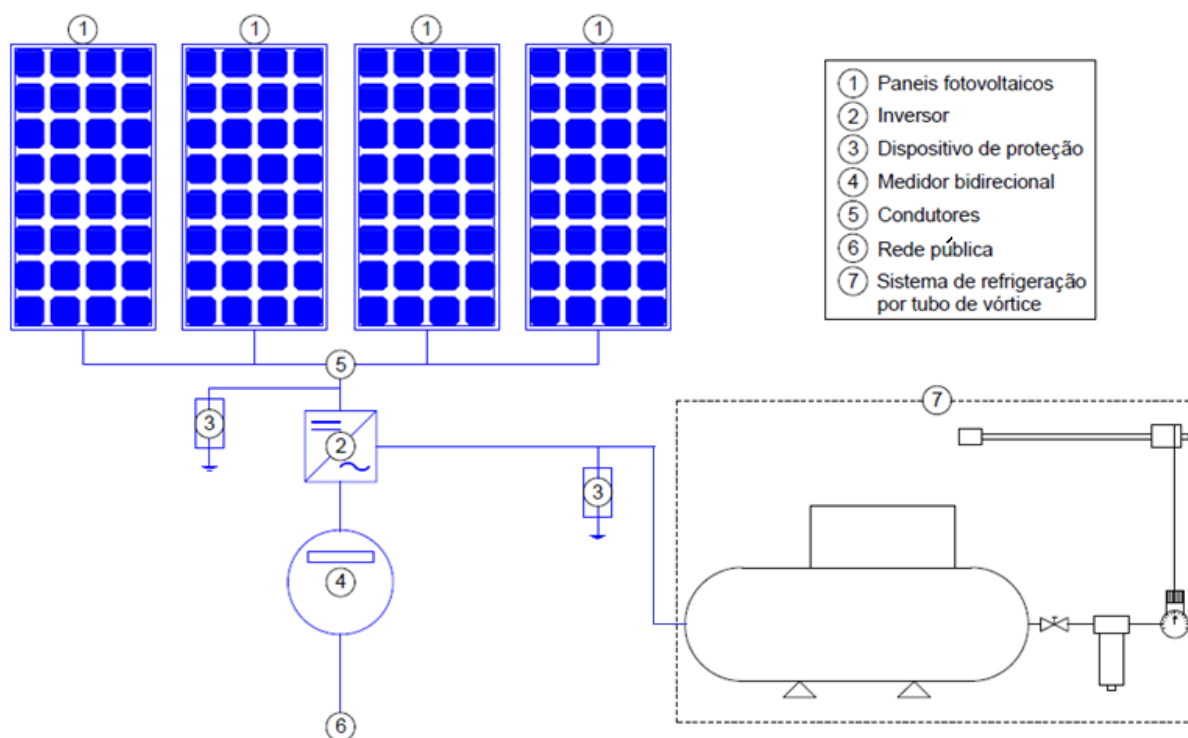
$$A_{Tp} = \frac{2 * L_M * I_{FI}}{0,01 * V_{MPP} * n_{série} * \sigma_{Cu}} \quad (28)$$

Na qual, A_{Tp} é a área da secção transversal do cabo na fileira “p” [mm²]; L_M é o comprimento do cabo [m]; I_{FI} é a corrente da fileira [A]; V_{MPP} é a tensão do módulo na máxima potência [V]; $n_{série}$ é o número de módulos em série na fileira e σ_{Cu} é a condutividade elétrica do cobre [m/Ω/mm²].

5.3.2 Dimensionamento para sistema fotovoltaico conectado à rede (on-grid)

Um sistema fotovoltaico conectado à rede consiste basicamente de um gerador fotovoltaico ligado a um inversor que opera em paralelo à rede elétrica convencional. A Figura 37 é um desenho esquemático dos componentes principais de um sistema conectado à rede. Mais informação dos componentes está apresentada no Anexo B.

Figura 37 - Sistema fotovoltaico com conexão à rede (*on-grid*) e o sistema de refrigeração por tubo de vórtice.



Fonte: Autor.

A sequência do dimensionamento do sistema fotovoltaico conectado à rede (*on-grid*) é descrito a seguir.

i) Cálculo do consumo médio diário (E_{ca})

Para dimensionar os módulos fotovoltaicos conectados à rede, levou-se em conta o consumo médio diário anual (Wh/dia). Este dado é calculado pela equação (15).

j) Cálculo da potência do painel fotovoltaico (P_{FV})

A potência de um painel que compõe um sistema fotovoltaico é calculada pela equação (29). Neste estudo, a fração de demanda é um (total).

$$P_{FV} = \frac{(E_{ca}/TD)}{HSP_{MA}} \quad (29)$$

Na qual, P_{FV} é a potência do painel fotovoltaico [Wp]; E_{ca} é o consumo médio diário [Wh/dia]; TD é a taxa de desempenho e HSP_{MA} é a média diária anual dos HSP incidentes no plano do painel fotovoltaico [h].

k) Dimensionamento do inversor

O dimensionamento do inversor foi feito a partir do fator de dimensionamento do inversor (FDI), que representa a relação entre a potência nominal em corrente alternada do inversor e a potência de pico do painel fotovoltaico, como mostra a equação (30), sendo ajustada na faixa de 0,75 e 1,05, como sugerido pelo manual GETS (2014).

$$FDI = \frac{P_{Nca}}{P_{FV}} \quad (30)$$

$$0,75 < FDI < 1,05$$

Na qual, FDI é o fator de dimensionamento do inversor e P_{Nca} é a potência nominal em corrente alternada do inversor [W].

l) Número de módulos

O número de módulos conectados em série foi obtido através da equação (31), que atende a faixa de tensão SPPM do inversor.

$$\frac{V_{ISPPM \min}}{V_{mpTmax}} < N^{\circ} \text{ Módulos}_{serie} < \frac{V_{ISPPM \max}}{V_{mpTmin}} \quad (31)$$

Na qual, $V_{SPPM \min}$ é a mínima tensão CC de operação do SPPM do inversor [V]; $V_{SPPM \max}$ é a máxima tensão CC de operação do SPPM do inversor [V]; $V_{mp_{\min}}$ é a tensão de máxima potência do módulo fotovoltaico na mínima temperatura de operação [V] e $V_{mp_{\max}}$ é a tensão de máxima potência do módulo fotovoltaico na máxima temperatura de operação [V].

A tensão de máxima potência do módulo nas suas máximas e mínimas temperaturas de operação é calculada com as equações (19) e (20), respectivamente.

Como o inversor possui uma corrente máxima de entrada de corrente contínua, e para garantir que este valor não seja ultrapassado, é calculado o número máximo de fileiras de módulos conectados em paralelo, com a equação (32).

$$N^{\circ} \text{ Módulos}_{\text{paralelo}} = \frac{I_{\text{imax}}}{I_{\text{SC}}} \quad (32)$$

Na qual, I_{imax} : Corrente máxima CC admitida na entrada do inversor [A] e I_{SC} é a corrente de curto circuito do modulo fotovoltaico nas STC [A].

m) Dimensionamento de cabos

Para o dimensionamento dos cabos para o sistema fotovoltaico conectado à rede, de corrente contínua, foi usada a equação (22).

Para o dimensionamento dos cabos após o inversor, que trabalha com corrente alternada trifásica, utilizam-se as equações (33) e (34) para determinar a secção transversal do cabo, admitindo uma queda de tensão máxima admissível de 3%.

$$A_{\text{Tp}} = \frac{\sqrt{3} * L_{\text{ca}} * I_{\text{Nca}} * \cos\varphi}{0,03 * V_{\text{N}} * \sigma_{\text{Cu}}} \quad (33)$$

$$I_{\text{Nac}} = \frac{P_{\text{Nca}}}{\sqrt{3} * V_{\text{N}} * \cos\varphi} \quad (34)$$

Na qual, L_{ca} é o comprimento do cabo de CA [m]; I_{Nca} é a corrente nominal [A]; $\cos\varphi$ é o fator potência e V_{N} é a tensão nominal [V].

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

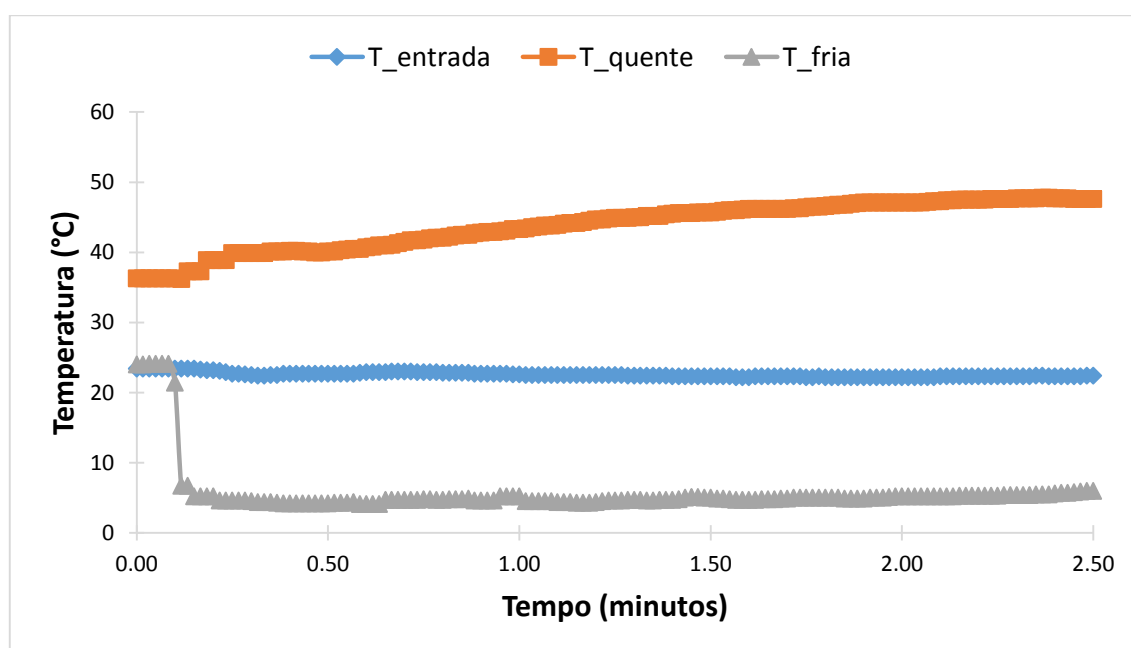
Neste Capítulo, apresentam-se os resultados experimentais obtidos com o tubo de vórtice, a seleção do compressor de ar e a seleção dos componentes fotovoltaicos. Esses resultados permitem a montagem completa de um sistema de refrigeração por tubo de vórtice, com acionamento por módulos fotovoltaicos e operação em baixas pressões, de 2, 3 e 4 bar.

6.1 Resultados experimentais do tubo de vórtice

Deve-se mencionar que, antes de se iniciar o registro dos dados experimentais em cada instrumento de medição, o sistema experimental, que engloba o compressor de ar e o tubo de vórtice, foi levado a um estado térmico estável, no qual as leituras de pressão e temperatura alcançaram o regime permanente.

O Gráfico 1 mostra como as temperaturas atingiram um valor estável em cerca de 2,5 minutos, o que permitiu que a leitura da pressão e da vazão volumétrica também fossem registradas a partir desse instante. Depois de atingir o regime permanente, as temperaturas, as pressões e as vazões volumétricas foram registradas para cada experimento realizado.

Gráfico 1 - Caraterística transiente e permanente da configuração experimental.



Fonte: Autor.

6.1.1 Resultados experimentais da relação de comprimento-diâmetro (L/D) do tubo quente

Para o estudo dos efeitos geométricos da relação de comprimento-diâmetro (L/D) do tubo quente, diferentes dimensões de tubos foram selecionadas e examinadas experimentalmente, sendo $L/D=10, 15, 20, 25, 30, 35, 40$ e 45 . Este estudo experimental apresentou a diferença de temperaturas quente e fria, o coeficiente de desempenho (COP) e a comparação dos resultados com outros apresentados na literatura.

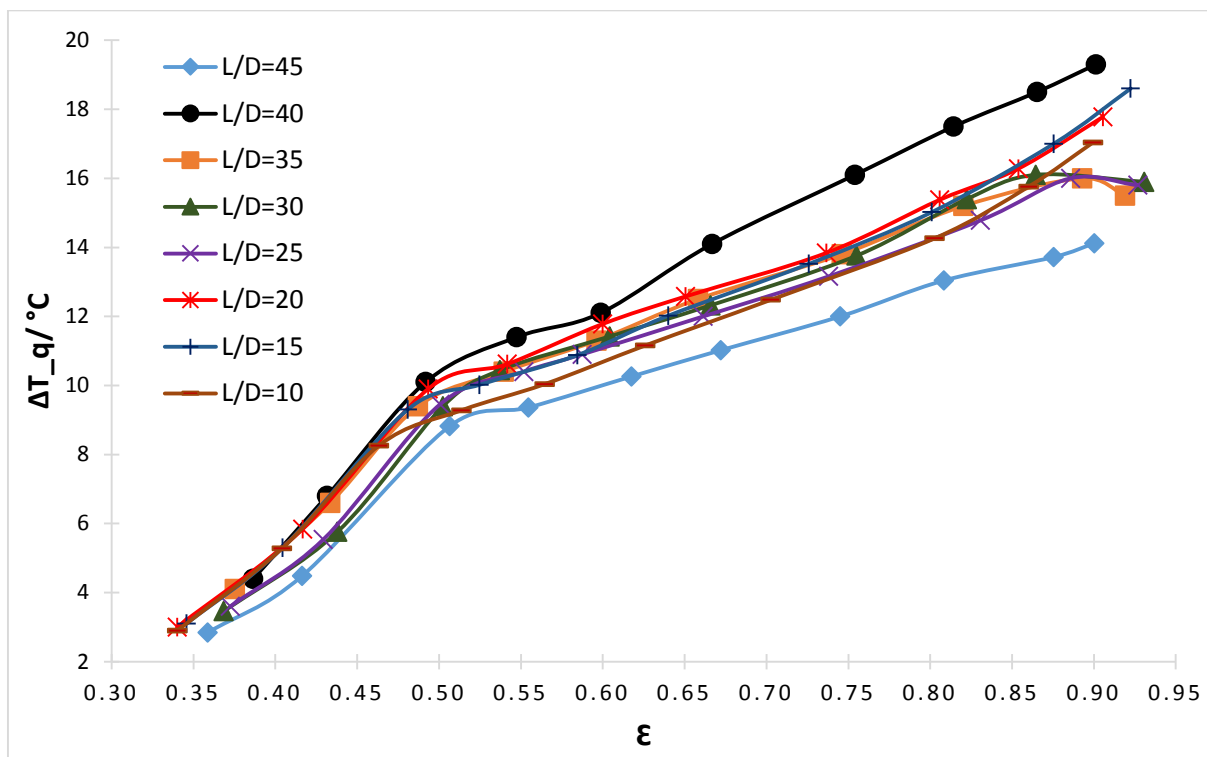
Utilizou-se um tubo de vórtice de tipo contrafluxo, com diâmetro de entrada na câmara de $d_e = 5,5$ mm e um gerador do tipo tangencial reto com três bocais de entrada (Figura 28). Os experimentos foram realizados em condições de operação de entrada na câmara de vórtice de 2, 3 e 4 bar de pressão manométrica, e sua fração de massa fria foi variando entre 0,30 a 0,95.

6.1.1.1 Relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 2 bar

O Gráfico 2 mostra a diferença de temperatura quente do tubo de vórtice ($\Delta T_q = T_q - T_e$) operando a uma pressão manométrica de 2 bar. Assim, para uma relação de comprimento-diâmetro que variou de $L/D=10$ até 45, a ΔT_q aumentou lentamente a partir de $2,8$ °C para um $L/D=45$ (mínima separação) e $19,3$ °C para um $L/D=40$ (máxima separação), sendo nesses pontos a fração de massa fria de 0,36 e 0,90, respectivamente. Observa-se que as relações $L/D=40$ e 45 têm os valores mais altos e mais baixos de diferença de temperatura quente, respetivamente, quando comparados com as demais.

Pode-se afirmar que, para uma relação $L/D>40$, o tubo de vórtice apresenta uma maior desestabilização do seu ponto de estagnação em comparação com as outras relações geométricas, afetando desfavoravelmente a sua separação da temperatura quente a uma pressão manométrica de 2 bar, visto que o ponto de estagnação (localizado na ponta do ângulo da válvula de controle) é um fator importante no processo de separação de energia de um tubo de vórtice, e que tubos de vórtices muito longos afetam negativamente a estabilidade desse ponto (DINCER, BASKAYA e UYSAL, 2007).

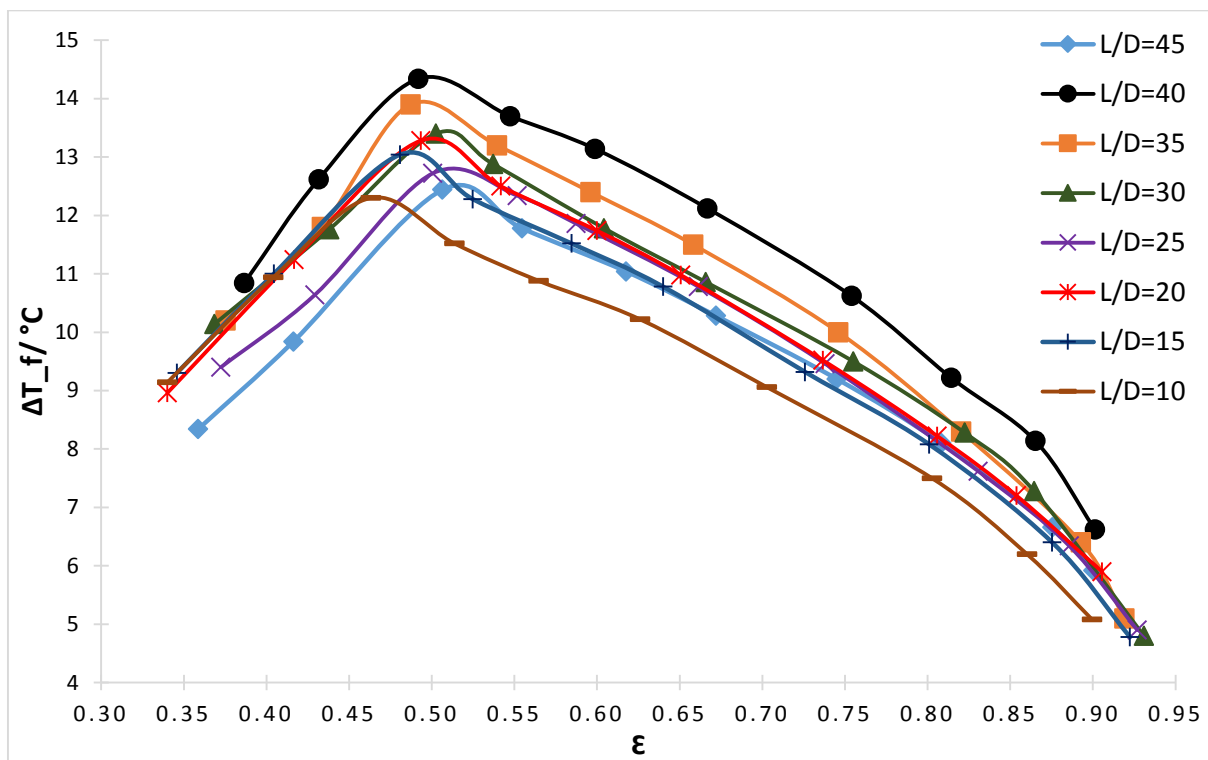
Gráfico 2 - Diferença de temperatura quente enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 2 bar.



Fonte: Autor.

O Gráfico 3 mostra os resultados da diferença de temperatura fria ($\Delta T_f = T_e - T_f$) em função da sua fração de massa fria para relações geométricas que variam a partir de L/D=10 a 45, e para uma pressão manométrica de 2 bar. A diferença de temperatura fria do tubo de vórtice aumenta gradualmente, atingindo os valores mais altos na faixa de 0,46 e 0,50 da fração de massa fria. A partir desse ponto, ΔT_f começa a diminuir progressivamente devido ao aumento da mistura das correntes de ar quente nas correntes de ar frio. A relação geométrica que apresenta melhor resultado em função da fração de massa fria foi para L/D=40, enquanto as quantidades mínimas foram registradas para L/D=45, na faixa de 0,35 a 0,50, e para L/D=10, na faixa de 0,50 a 0,90 de fração de massa fria.

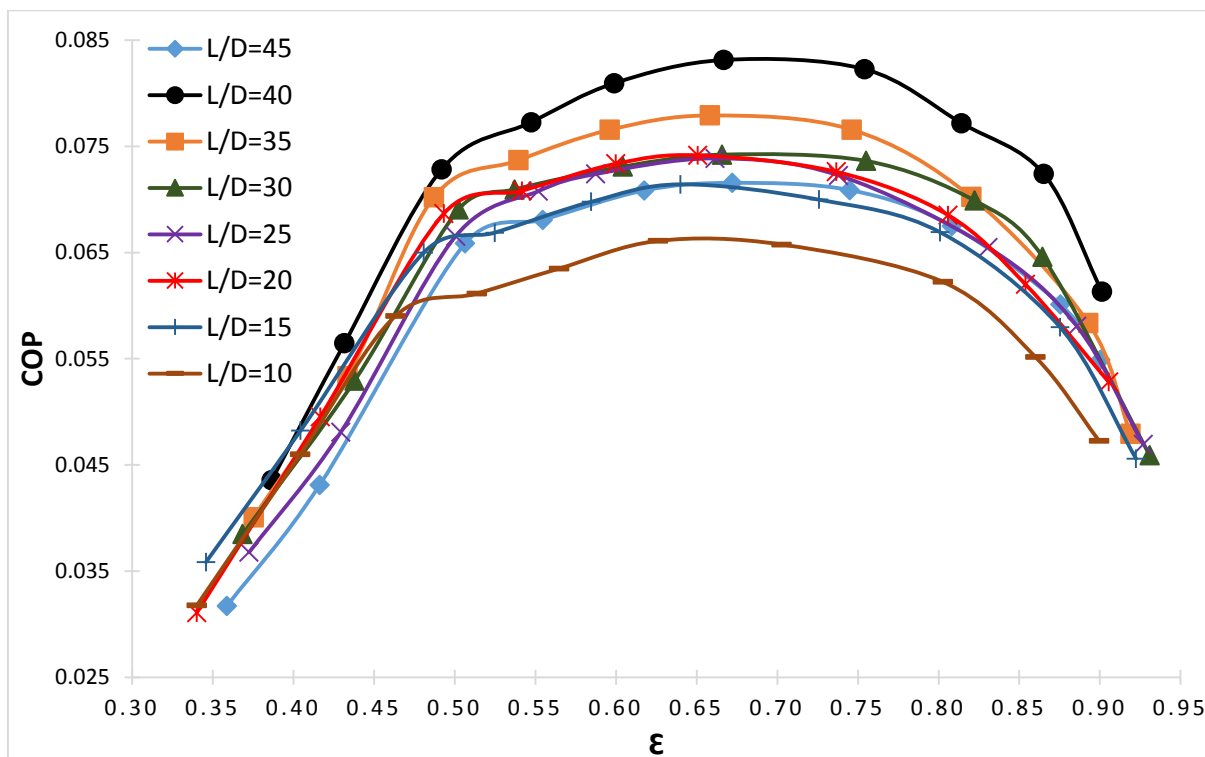
Gráfico 3 - Diferença de temperatura fria enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 2 bar.



Fonte: Autor.

O Gráfico 4 mostra o efeito das relações L/D no coeficiente de desempenho (COP) em função da fração de massa fria para uma pressão manométrica de 2 bar. Existe um aumento no COP a medida que aumenta sua fração de massa fria, atingindo os valores mais altos na faixa de 0,63 a 0,67. Percebe-se que para $L/D=10$ e 40 foram atingidas as maiores e a menores diferenças no ΔT_f , quando comparados com as outras relações geométricas.

Gráfico 4 - O COP enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 2 bar.



Fonte: Autor.

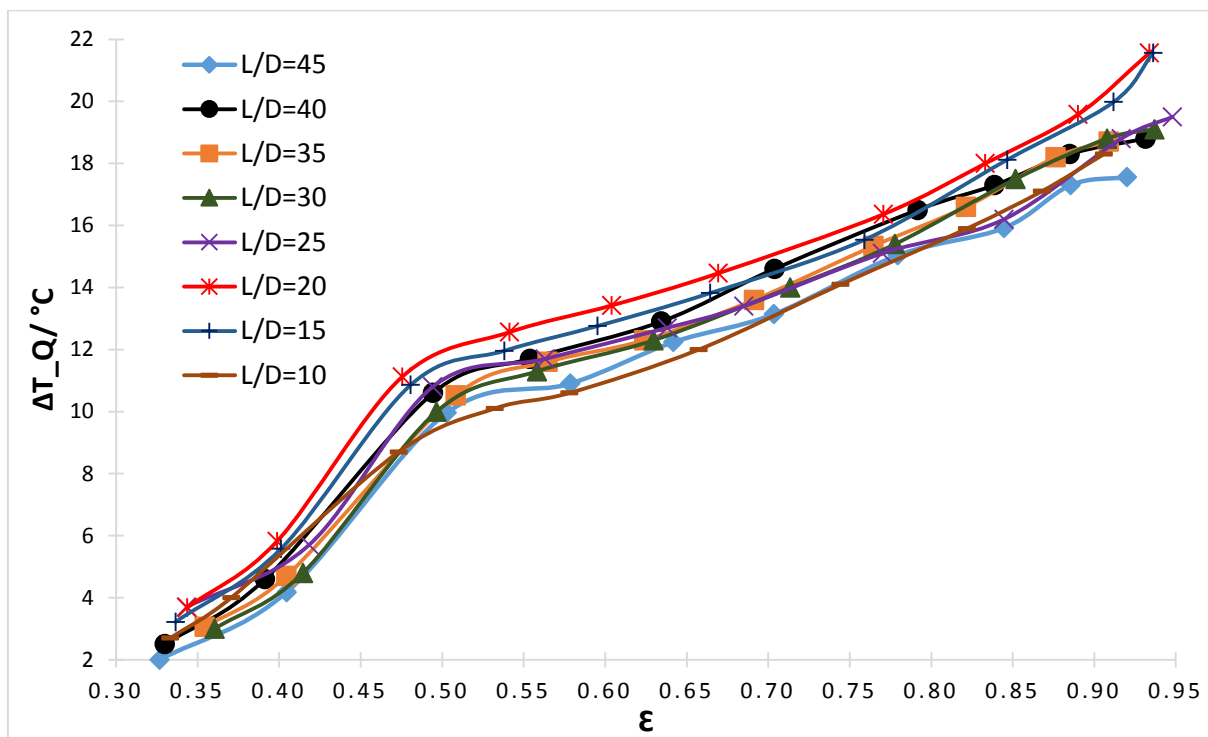
6.1.1.2 Relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 3 bar

Os Gráficos 5 e 6 mostram o efeito da relação de comprimento-diâmetro (L/D) do tubo de vórtice na diferença de temperatura quente, e em função da sua fração de massa fria para uma pressão manométrica de 3 bar.

A partir da leitura do Gráfico 5, percebe-se que a relação L/D=20 atingiu os valores mais altos na diferença de temperatura quente.

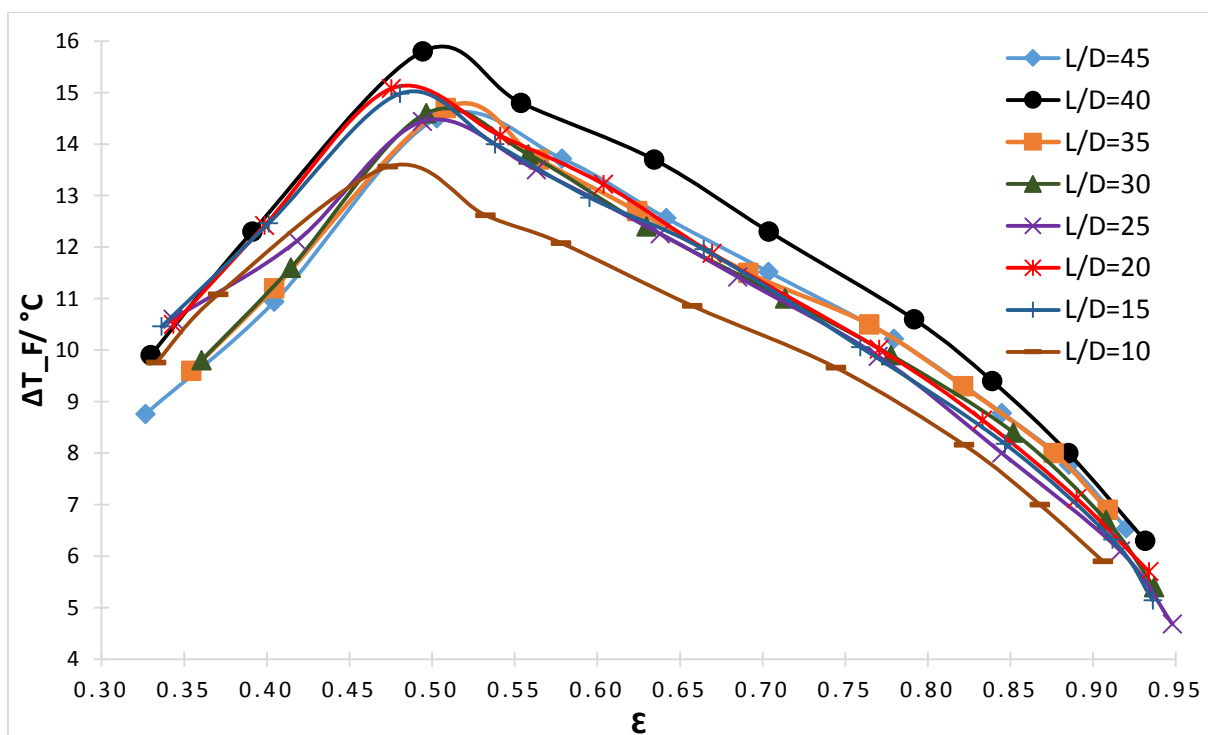
O Gráfico 6 mostra a diferença de temperatura fria em função da fração de massa fria. A relação L/D=40 atingiu os valores mais altos, já que o aumento do comprimento do tubo pode ter causado um aumento na sua separação de temperatura fria, com o ponto de estagnação estável dentro do tubo quente. Para L/D=45, esse ponto pode ter sido desestabilizado, visto que se observou uma baixa separação de temperatura fria a partir desta relação. Os valores de separação de temperatura fria estão compreendidos na faixa entre 0,47 e 0,50 da fração de massa fria.

Gráfico 5 - Diferença de temperatura quente enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 3 bar.



Fonte: Autor.

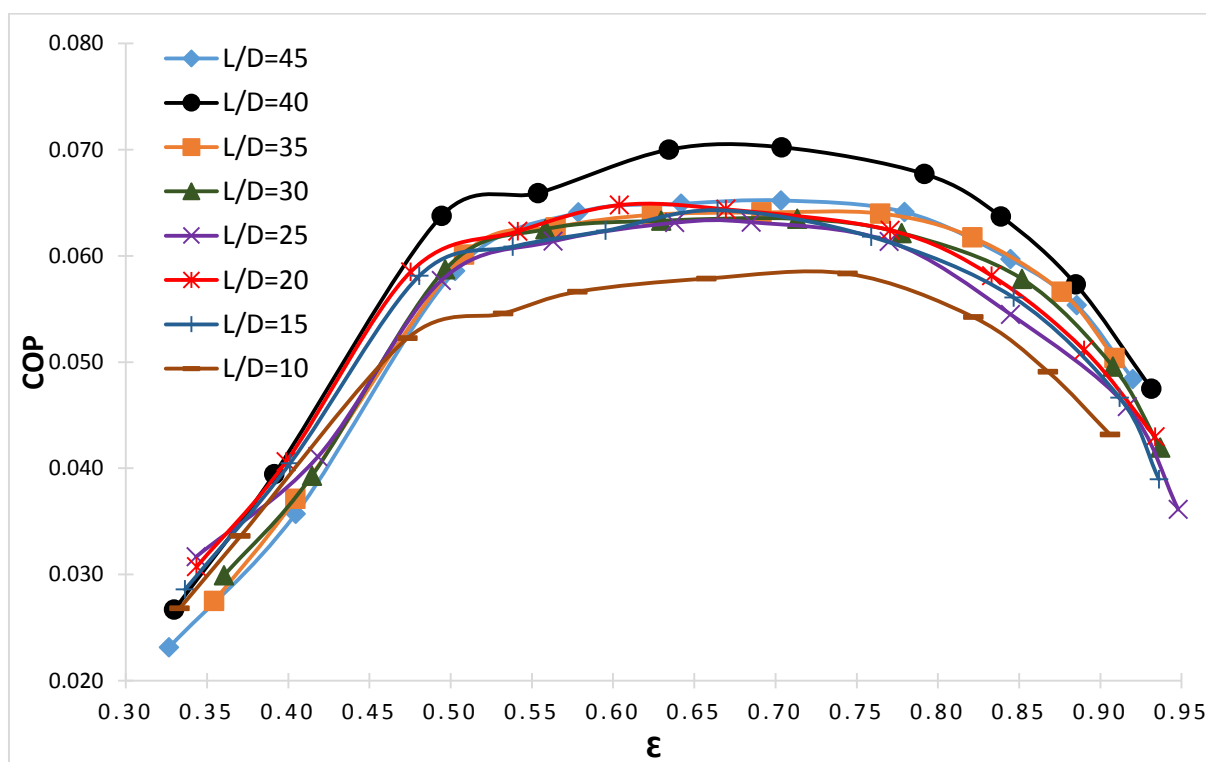
Gráfico 6 - Diferença de temperatura fria enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 3 bar.



Fonte: Autor.

O Gráfico 7 apresenta o efeito da relação geométrica (L/D) do tubo de vórtice com respeito ao COP em função da fração de massa fria para uma pressão manométrica de 3 bar. Percebe-se que relações geométricas de $L/D=40$ e 10 indicam, respectivamente, os maiores e menores valores de COP em função da fração de massa fria, sendo seus maiores valores na faixa de 0,66 a 0,71.

Gráfico 7 - O COP enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 3 bar.

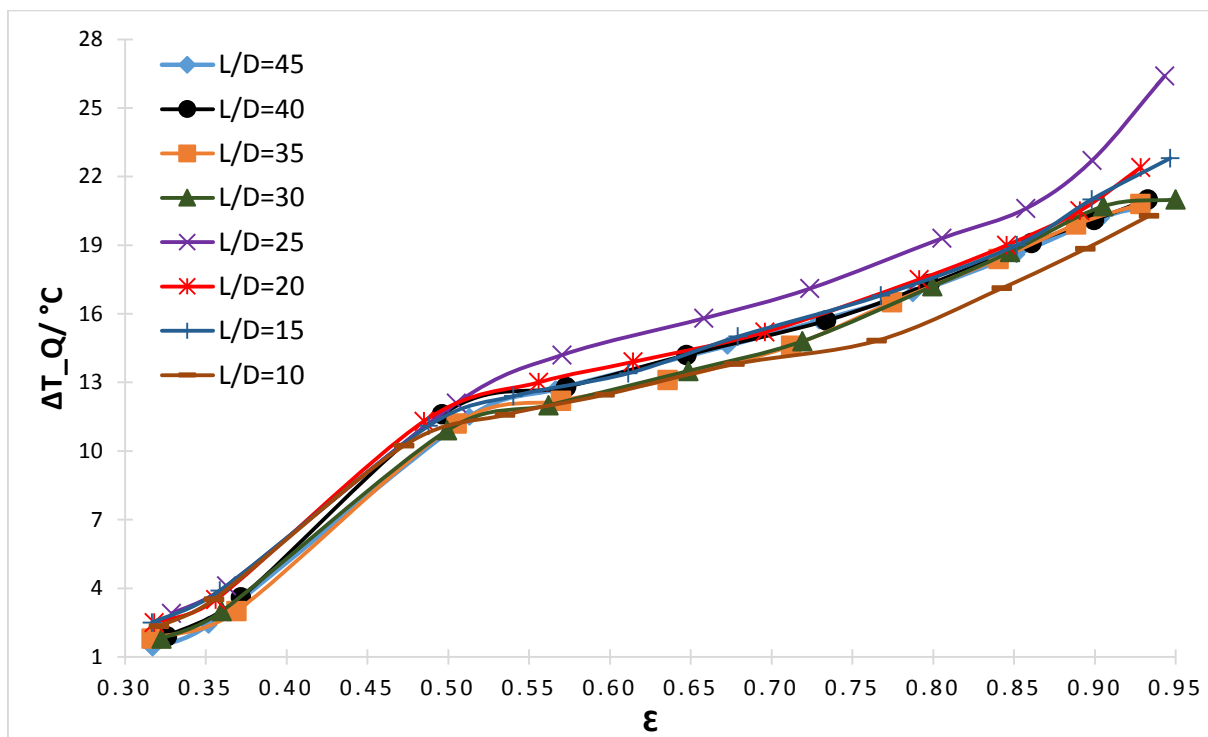


Fonte: Autor.

6.1.1.3 Relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 4 bar

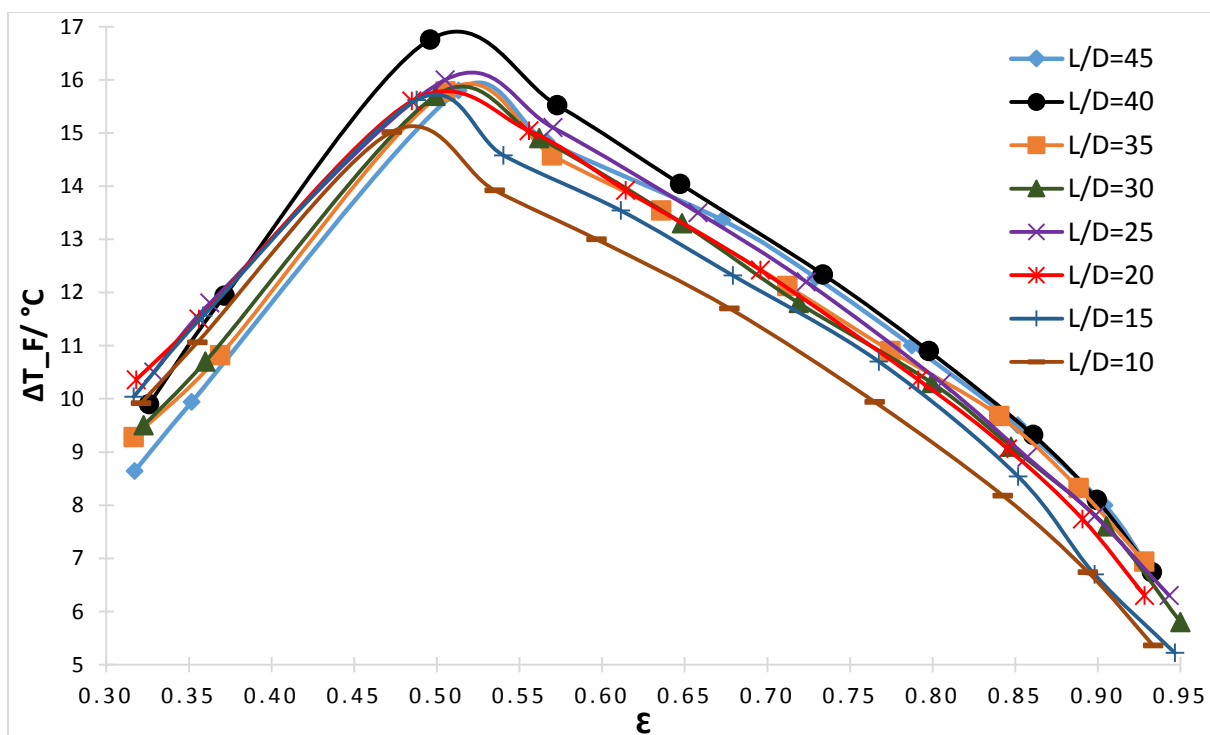
Os Gráficos 8 e 9 mostram o efeito da relação de comprimento-diâmetro (L/D) na diferença de temperatura quente e fria em função da fração de massa fria para a pressão manométrica de 4 bar. O Gráfico 8 mostra a relação $L/D=25$ os valores mais altos na diferença de temperatura quente (ΔT_q). O Gráfico 9 mostra a relação $L/D=40$ os valores mais altos na diferença de temperatura fria (ΔT_f). As maiores diferenças de temperatura fria foram encontradas na faixa de 0,47 a 0,51 de fração de massa fria.

Gráfico 8 - Diferença de temperatura quente enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 4 bar.



Fonte: Autor.

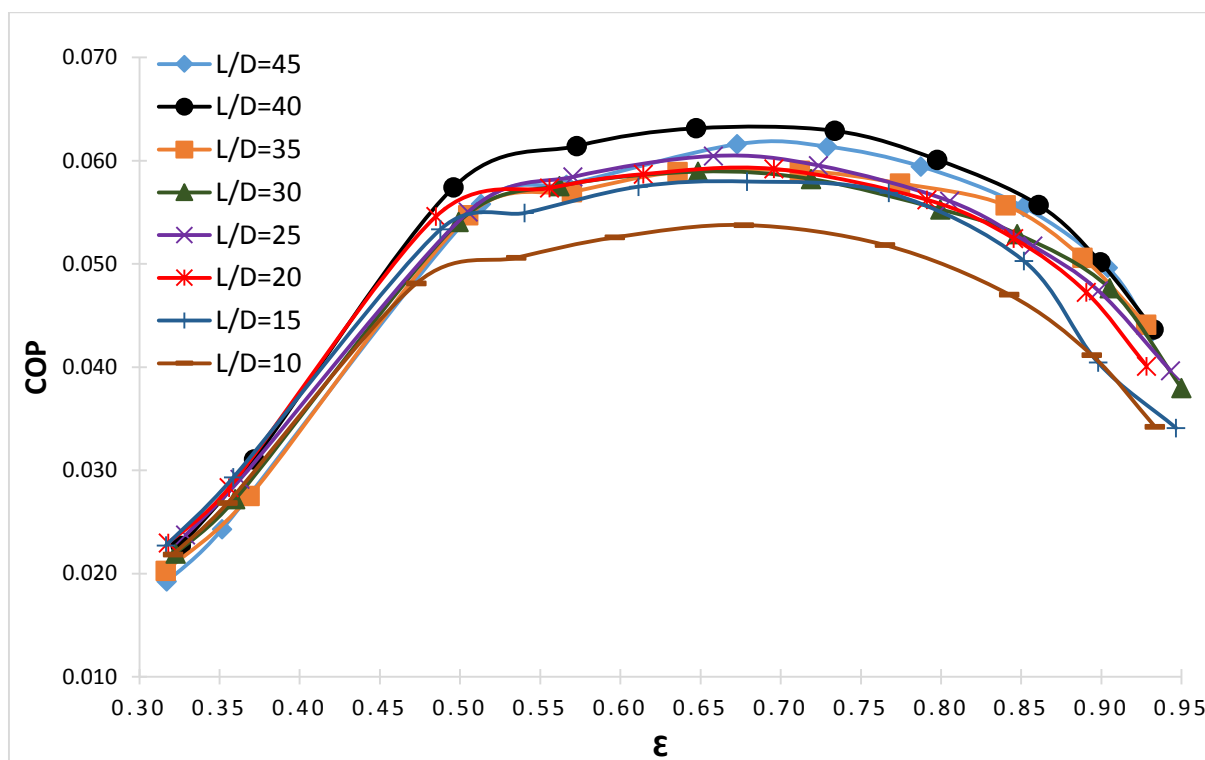
Gráfico 9 - Diferença de temperatura fria enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) para pressão de 4 bar.



Fonte: Autor.

O Gráfico 10 mostra o COP em função da fração de massa fria para uma pressão manométrica de 4 bar, na qual as relações geométricas de $L/D=40$ e 10 apresentam os maiores e menores resultados, respectivamente. Os maiores valores foram encontrados na faixa de 0,65 a 0,71 de fração de massa fria.

Gráfico 10 - O COP enquanto relação de comprimento-diâmetro (L/D) na pressão de 4 bar.



Fonte: Autor.

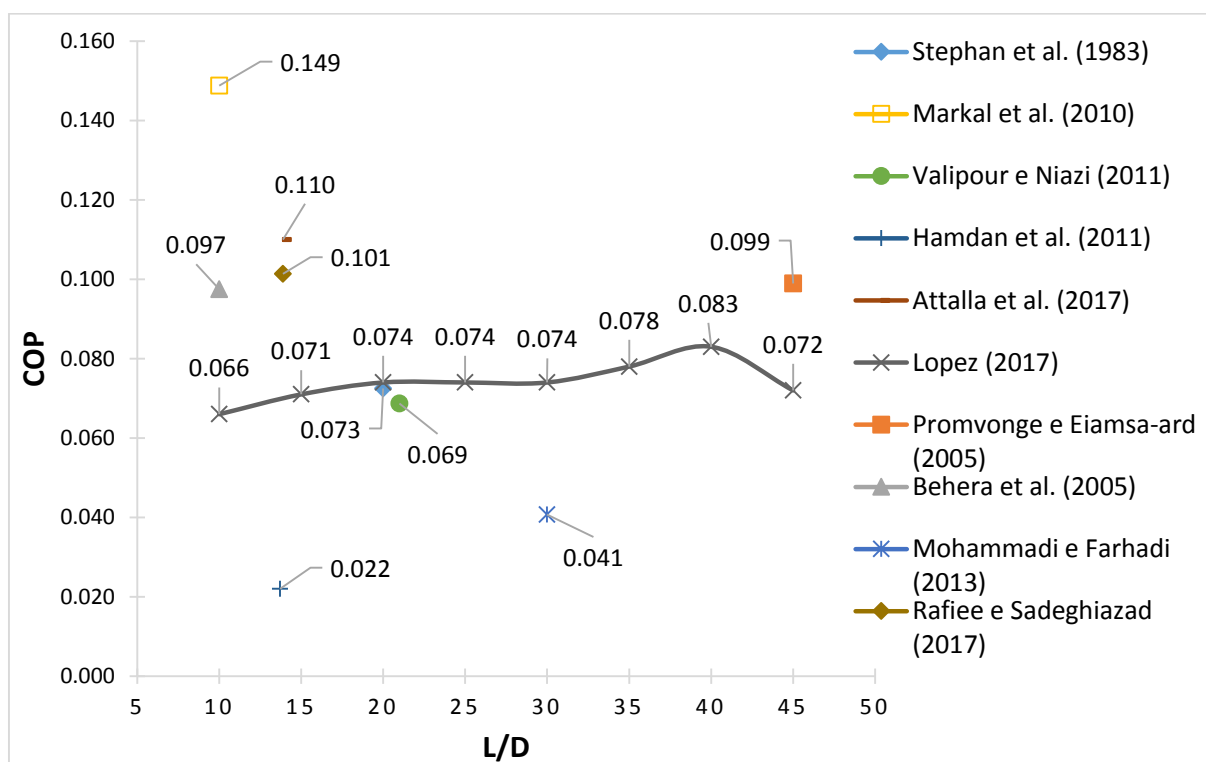
Uma observação importante é que a relação de comprimento-diâmetro $L/D=40$ apresenta o melhor coeficiente de desempenho (COP), já descrito acima, quando comparado com outras relações geométricas a pressões de 2, 3 e 4 bar com valores de 0,083 ($\varepsilon = 0,67$), 0,070 ($\varepsilon = 0,70$) e 0,063 ($\varepsilon = 0,65$), respectivamente.

O Gráfico 11 apresenta uma comparação do valor do COP com outros resultados da literatura descrita na Seção 4.1, especificamente na Tabela 1, para tubos de vórtice que trabalham na pressão de 2 bar por apresentar o melhor COP em comparação às pressões de trabalho de 3 e 4 bar.

Os valores da curva do COP cresceram à medida que aumenta a relação de comprimento-diâmetro (L/D), sendo maior valor para $L/D=40$ com um $COP=0,083$, superando os valores de $COP_{m\acute{a}x}$ registrados por Hamdan *et al.* (2011), Mohammadi e

Farhadi (2013), Stephan *et al.* (1983) e Valipour e Niazi (2011) em 69%, 44,6%, 1,4% e 6,8%, respectivamente. Por outro lado, os resultados aqui apresentados foram superados por Markal *et al.* (2010), Antalla *et al.* (2017), Behera *et al.* (2005), Rafiee e Sadeghiazad (2017) e Promvonge e Eiamsa-ard (2005) em 55,7%, 35,5%, 32%, 29,7% e 27,3%, nessa ordem.

Gráfico 11 - Comparação dos resultados do coeficiente de desempenho (COP) deste trabalho com os encontrados na literatura.



Fonte: Autor.

6.1.2 Resultados experimentais dos geradores

Os efeitos geométricos e termofísicos dos geradores, com entradas de 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7 bocais, em relação ao funcionamento do tubo de vórtice de tipo contrafluxo, foram todos investigados. Foram estudados também a diferença de temperatura quente e fria, o coeficiente de desempenho (COP) e o estudo de geometrias de entradas dos geradores, apresentado na literatura.

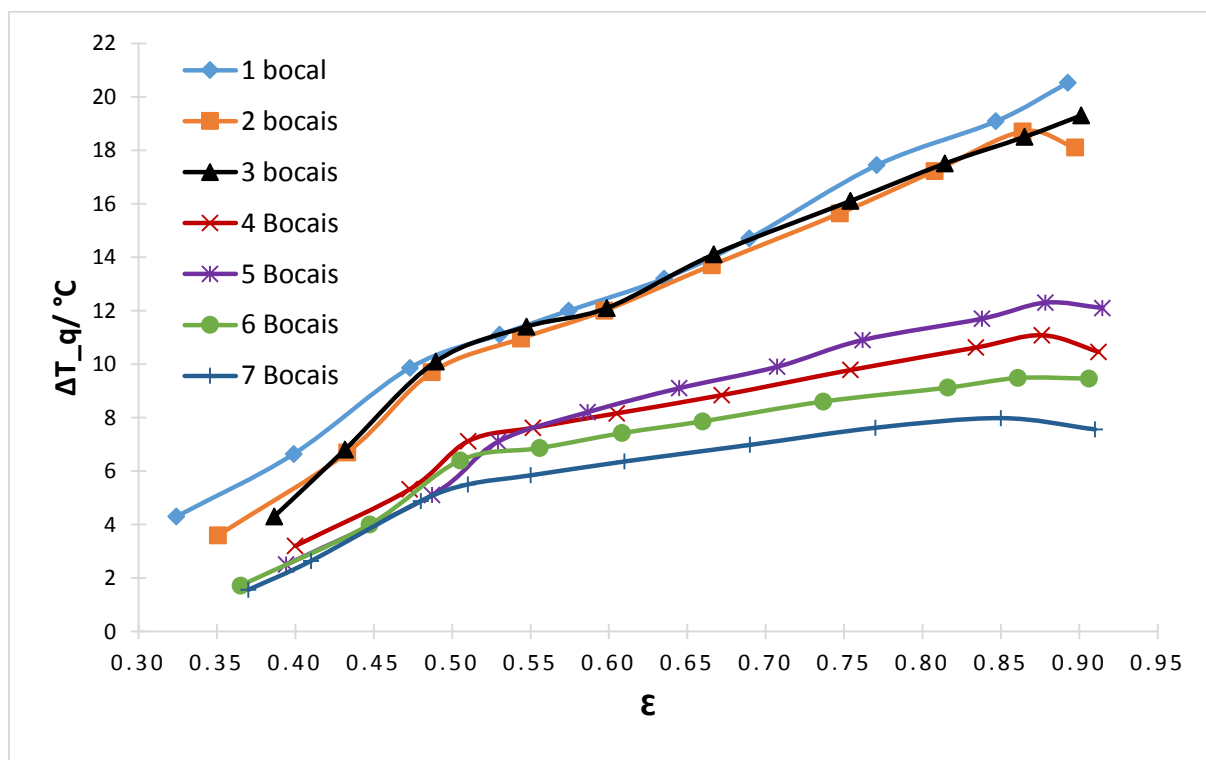
O gerador usado nos experimentos possui uma entrada tangencial reta, conforme descrito na subseção 5.1.1.4, operou nas pressões manométricas de entrada de ar na câmara de 2, 3 e 4 bar. Foram realizados dez experimentos para

cada gerador, a fim de se observar o seu comportamento em função da fração de massa fria. Para isso, foi utilizado um tubo de vórtice com uma relação de comprimento-diâmetro de $L/D=40$ ($D=11,5$ mm e $L=460$ mm), e uma entrada à câmara de vórtice de tipo tangencial ($d_e = 5,5$ mm). A válvula de controle foi variada com o propósito de gerar valores na faixa de 0,30 a 0,95 da fração de massa fria.

6.1.2.1 Medições experimentais dos geradores (sete bocais) na pressão de 2 bar

Para a pressão manométrica de 2 bar na entrada da câmara de vórtice, o Gráfico 12 mostra a diferença de temperatura quente em função da fração de massa fria para os sete geradores testados. A diferença de temperatura quente cresce com o aumento da fração de massa fria, atingindo os valores mais altos e mais baixos para o gerador de 1 e 7 bocais de entrada, respectivamente. Pode-se concluir que a diferença de temperatura quente aumentou com a diminuição dos números de bocais de entrada.

Gráfico 12 - Diferença de temperatura quente para várias entradas nos geradores operando na pressão de 2 bar.

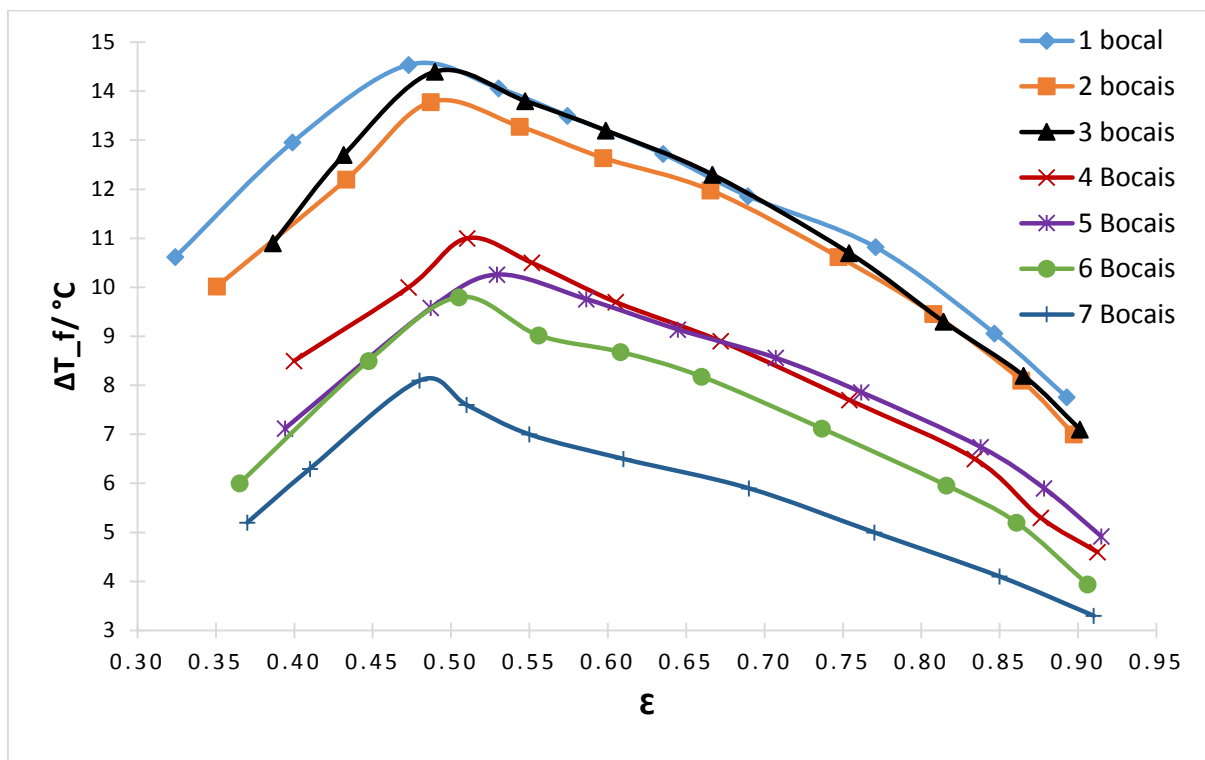


Fonte: Autor.

O Gráfico 13, mostra a diferença de temperatura fria em função da fração da massa fria. Percebe-se que os valores mais altos se encontram na faixa de 0,43 a 0,53 de fração de massa fria, sendo 14,5°C, 13,8°C, 14,4°C, 11°C, 10°C, 9,8°C e 8,2°C para geradores de 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7 bocais de entradas, nessa ordem. Os valores mais altos e mais baixos ocorreram para os geradores de 1 e 7 bocais de entrada, respectivamente. Além disso, observa-se que a diferença de temperatura fria também cresceu com a diminuição do número dos bocais de entrada.

Uma exceção foi observada no gerador de 3 bocais de entrada, que, em alguns pontos, supera os valores do gerador de 2 bocais. Tal resultado ocorre, possivelmente, porque sob essas condições de trabalho, o gerador de 3 bocais cria uma menor perda de pressão e uma maior velocidade de entrada, quando comparado ao gerador de 2 bocais, intensificando assim a diferença de temperatura fria. Pode-se observar também que, na faixa de fração de massa fria de 0,50 a 0,70, tanto o gerador de 1 bocal quanto o de 3 bocais apresentam resultados idênticos na diferença de temperatura fria.

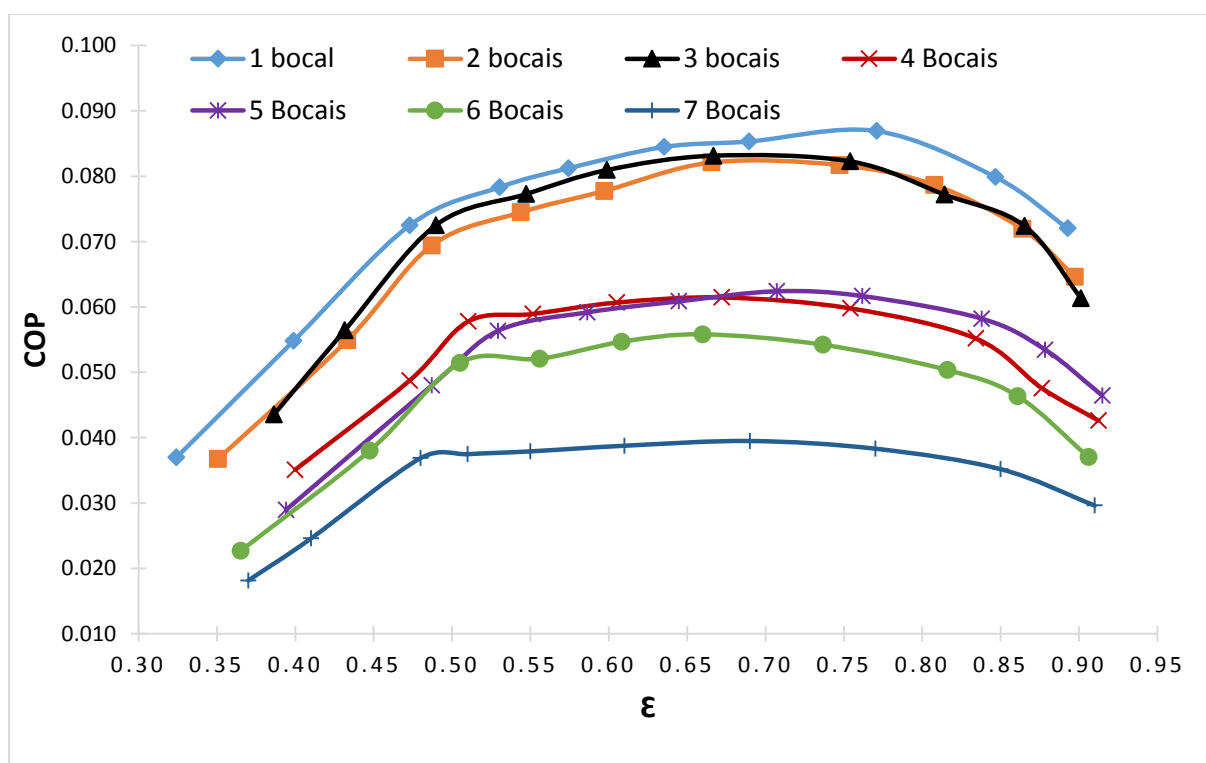
Gráfico 13 - Diferença de temperatura fria para várias entradas nos geradores operando na pressão de 2 bar.



Fonte: Autor.

O Gráfico 14 mostra a variação do coeficiente de desempenho (COP) em função da fração de massa fria para 2 bar. Foram alcançados os valores mais altos na faixa de 0,66 a 0,77, sendo 0,087, 0,082, 0,083, 0,061, 0,062, 0,056 e 0,039 os valores para geradores de 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7 bocais de entrada, nessa ordem. O gerador de 1 bocal de entrada alcançou os valores mais altos. Este resultado pode estar relacionado ao fato de que, em entradas com mais bocais (2, 3, 4, 5, 6 e 7), a velocidade de saída do ar no bocal é mais baixa (MOHAMMADI e FARHADI, 2013).

Gráfico 14 - O COP para várias entradas nos geradores operando na pressão de 2 bar.



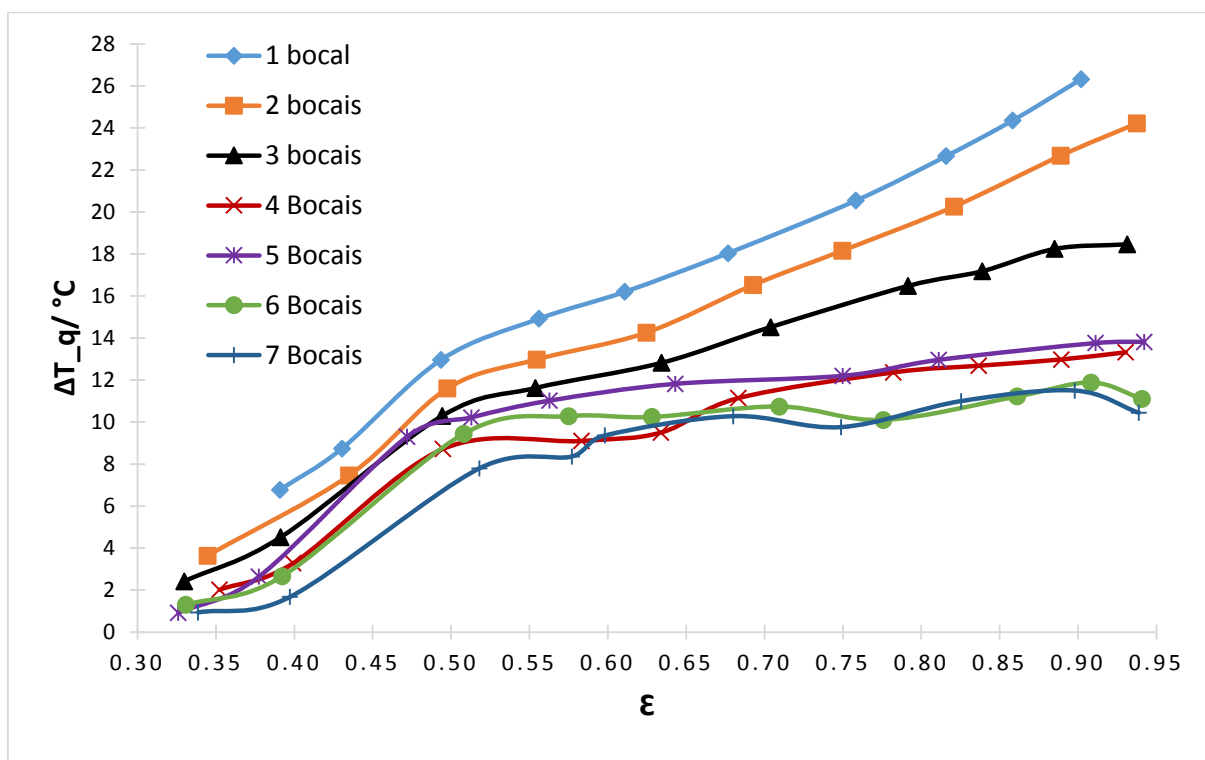
Fonte: Autor.

6.1.2.2 Medições experimentais dos geradores (sete bocais) na pressão de 3 bar

Os Gráficos 15 e 16 mostram as diferenças de temperatura quente e fria, respectivamente, para os geradores que operam a uma pressão manométrica de 3 bar em função da sua fração e massa fria. Os valores mais altos foram encontrados para o gerador de 1 bocal de entrada, enquanto as melhores diferenças de temperatura fria conseguidas foram de 18°C, 16°C, 15,7°C, 12°C, 11,1°C, 10,9°C e 9,2°C para geradores de 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7 bocais de entradas, nessa ordem, obtidos

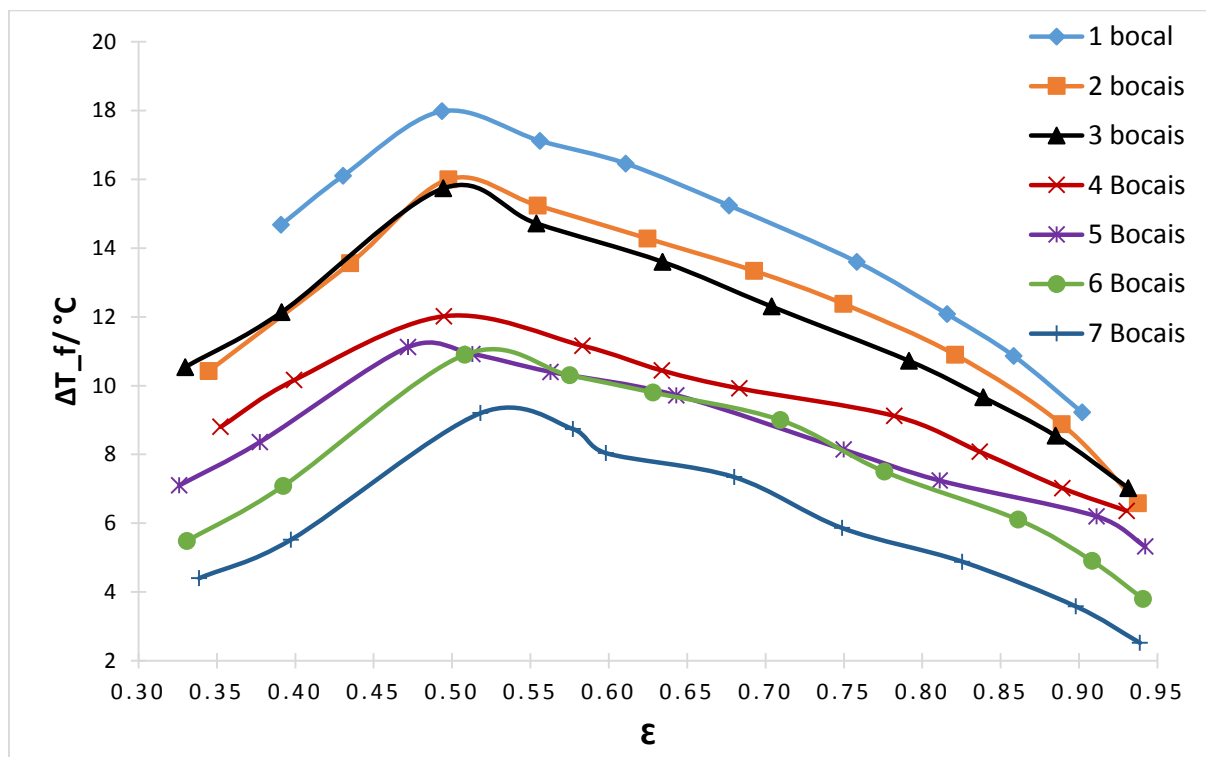
numa faixa de 0,45 a 0,55 de fração de massa fria. Também é possível notar que as diferenças de temperatura quente e fria aumentam com a diminuição dos números de bocais de entrada do gerador, pois há uma diminuição da velocidade de entrada nos bocais à medida que o número de bocais de entrada aumenta (MANIMARAN, 2017).

Gráfico 15 - Diferença de temperatura quente para várias entradas nos geradores operando na pressão de 3 bar.



Fonte: Autor.

Gráfico 16 - Diferença de temperatura fria para várias entradas nos geradores na pressão de 3 bar.

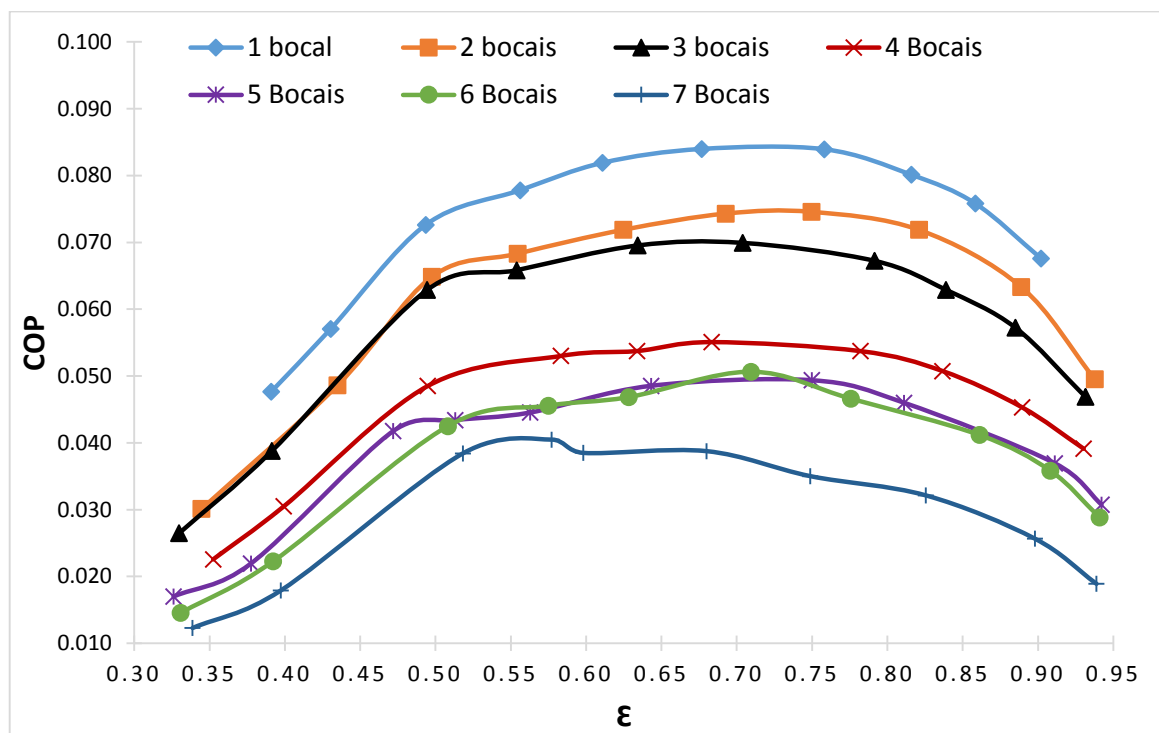


Fonte: Autor.

O Gráfico 17 mostra que a variação do coeficiente de desempenho (COP) com a fração de massa fria alcançou os valores mais altos na faixa de 0,68 a 0,75, sendo 0,084, 0,075, 0,070, 0,055, 0,049, 0,051 e 0,039 para geradores de 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7 bocais de entrada, nessa ordem. Ressalte-se que o gerador de 1 bocal de entrada alcançou os valores mais altos a 3 bar (0,084), se comparado ao resultado obtido para 2 bar (0,075).

O aumento no número de bocais impulsiona a vazão mássica, e cria, por consequência, um forte fluxo turbulento. Assim, para o tubo de vórtice com mais bocais a maior turbulência provoca um aumento na dissipação de energia por atrito. Com a turbulência aumentada, os fluxos quente e frio são misturados e a diferença de temperatura fria é reduzida (ATTALLA, AHMED, *et al.*, 2017).

Gráfico 17 - O COP para várias entradas nos geradores operando na pressão de 3 bar.

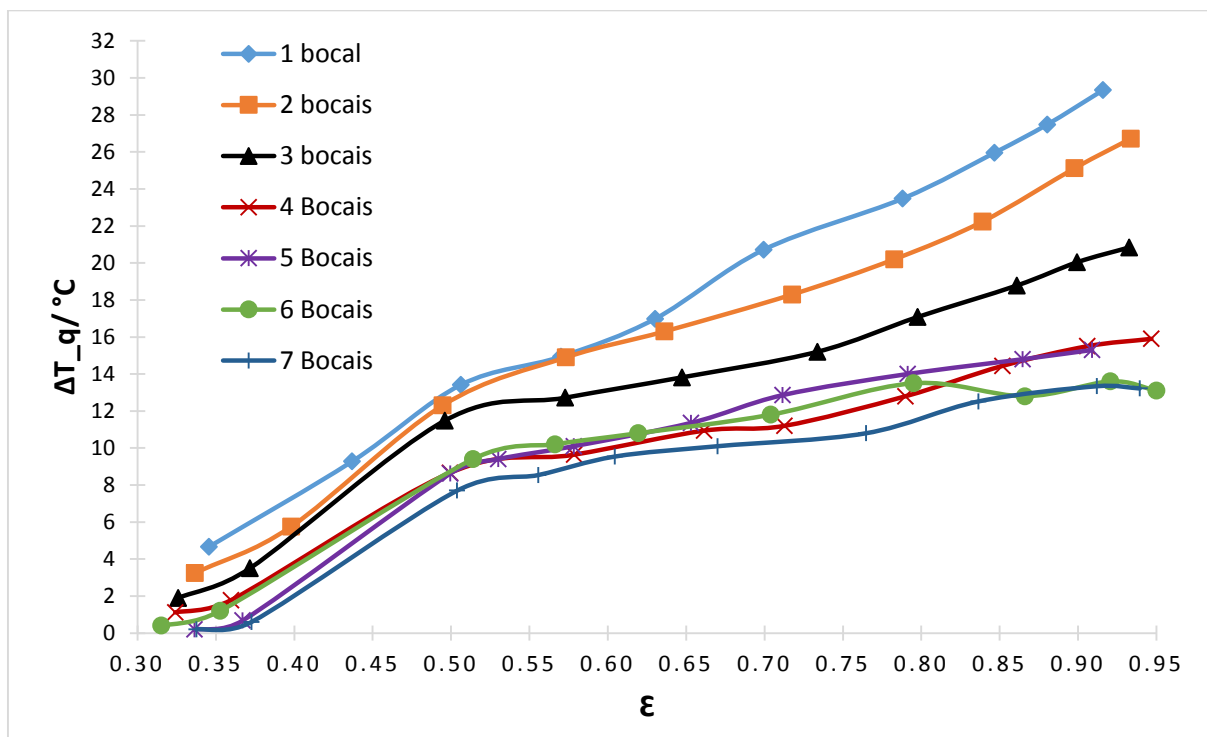


Fonte: Autor.

6.1.2.3 Medições experimentais dos geradores (sete bocais) na pressão de 4 bar

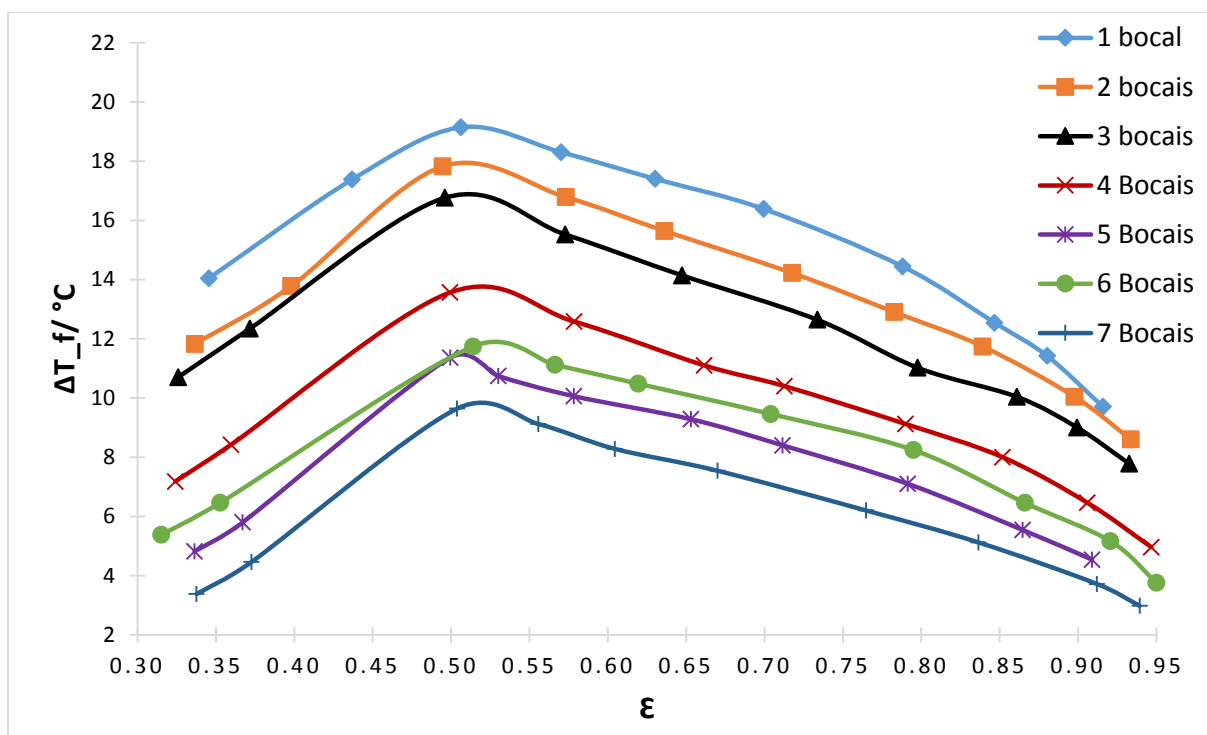
Os resultados experimentais de diferença de temperatura quente e fria para funcionamento nas pressões manométricas de 4 bar são mostrados nos Gráficos 18 e 19, respectivamente. Os geradores de 1 e 7 bocais de entrada apresentaram os valores mais altos e mais baixos na diferença de temperatura fria e quente, nessa ordem. Os valores mais altos da diferença de temperatura fria dos geradores foram visualizados na faixa de 0,5 a 0,52 de fração de massa fria, sendo registrados os valores de 19,4 °C, 17,8 °C, 16,8 °C, 13,6 °C, 11,4 °C, 11,7 °C e 9,6 °C para geradores de 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7 bocais de entradas, nessa ordem. Este resultado está de acordo com o trabalho de Kimarci (2009), que mencionou que o aumento do número dos bocais gera uma diminuição nas diferenças de temperatura nas saídas fria e quente. Mohammadi e Farhadi (2013) reportaram que quando o número de entradas de bocais aumenta, o fluxo no nível do bocal se tornar mais turbulento, gerando uma mistura dos fluxos quente e frio e, dessa forma, diminuindo o desempenho do tubo de vórtice.

Gráfico 18 – Diferença de temperatura quente para várias entradas nos geradores operando na pressão de 4 bar.



Fonte: Autor.

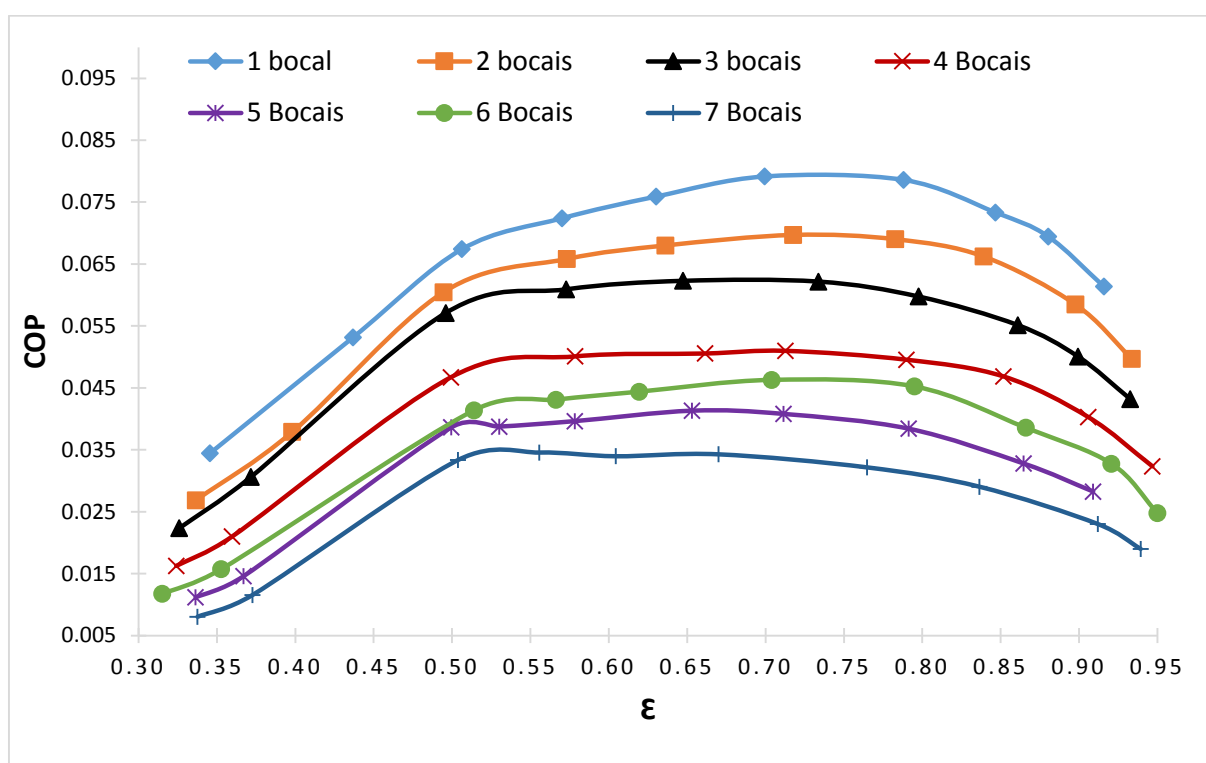
Gráfico 19 - Diferença de temperatura fria para várias entradas nos geradores operando na pressão de 4 bar.



Fonte: Autor

O Gráfico 20 mostra o COP em função da fração de massa fria para o funcionamento do tubo de vórtice na pressão manométrica de 4 bar. Observa-se que foram atingidos os valores mais altos na faixa de 0,65 a 0,72 de fração de massa fria, sendo 0,079, 0,070, 0,062, 0,051, 0,041, 0,046 e 0,034 para geradores de 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7 bocais de entrada, nessa ordem. O gerador de 1 bocal apresentou o melhor desempenho.

Gráfico 20 - O COP para várias entradas nos geradores operando na pressão de 4 bar.



Fonte: Autor

6.1.2.4 Medições experimentais para outras geometrias do gerador.

Neste estudo experimental, foi utilizado um tubo de vórtice com seis geradores e 3 bocais de entrada, em razão desse número de bocais ter apresentado a melhor taxa de resfriamento ($\dot{Q}_f$) nas pressões de 2, 3 e 4 bar, operando nas mesmas condições de trabalho que os bocais de entradas de 1, 2, 4, 5, 6 e 7.

A Tabela 3 mostra os valores da taxa de resfriamento na pressão manométrica de 3 bar. Resultados semelhantes foram encontrados para as pressões manométricas de 2 e 4 bar.

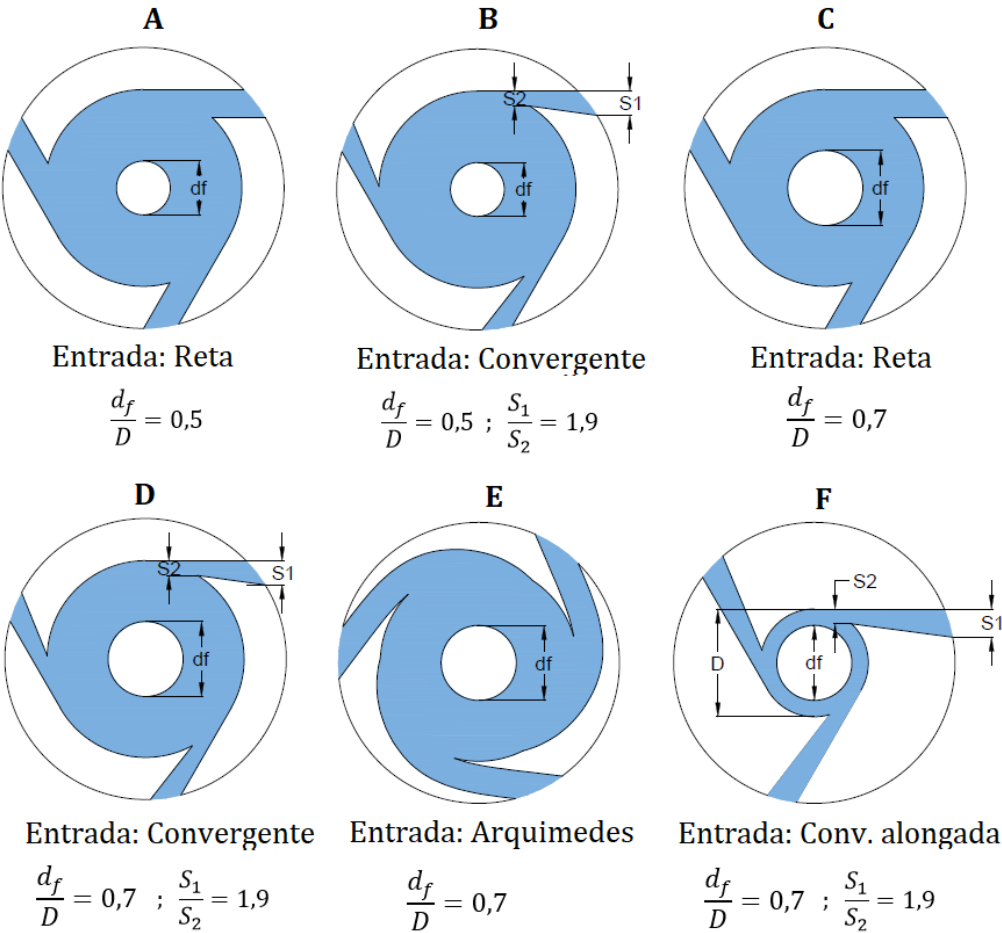
Tabela 3 - Taxa de resfriamento para várias entradas nos geradores operando na pressão de 3 bar.

$\dot{Q}_f$ (Watts)	114,7	143,9	159,1	144,6	134,5	134,4	116,1
Nº Bocais (N)	1	2	3	4	5	6	7

Fonte: Autor

A Figura 44 mostra a geometria (corte horizontal, vista superior) dos geradores utilizados. A Tabela 4 apresenta mais informações desses geradores.

Figura 38 - *Design* dos tipos de geradores.



Fonte: Autor

Tabela 4 - Descrição dos seis geradores com 3 bocais de entradas.

Modelo	Descrição
A	Entrada de bocais reto, segundo Silva (2014). Relação de diâmetro frio $\frac{d_f}{D} = 0,5$, segundo Promvonge e Eiamsa-ard (2005).
B	Entrada de bocais convergente, segundo Rafiee e Rahimi (2013). Relação de diâmetro frio $\frac{d_f}{D} = 0,5$, segundo Promvonge e Eiamsa-ard (2005).
C	Entrada de bocais reto e relação de diâmetro frio $\frac{d_f}{D} = 0,7$, segundo Silva (2014).
D	Entrada de bocais convergente, segundo Rafiee e Rahimi (2013). Relação de diâmetro frio $\frac{d_f}{D} = 0,7$, segundo Silva (2014).
E	Entrada de bocais de tipo Arquimedes, segundo Wang <i>et al.</i> , (2009). Relação de diâmetro frio $\frac{d_f}{D} = 0,7$, segundo Silva (2014).
F	Entrada de bocais convergente alongada, segundo Rafiee e Rahimi (2013) e Saidi e Valipour (2003) Relação de diâmetro frio $\frac{d_f}{D} = 0,7$, segundo Silva (2014).)

Fonte: Autor.

Os Gráficos 21 e 22 mostram as diferenças de temperatura quente e fria em função da fração de massa fria para um tubo de vórtice que opera na pressão manométrica de 2 bar, e para os seis tipos de geradores apresentados na Figura 44.

O gerador tipo B atingiu o melhor desempenho $\Delta T_f = 19,1\text{ °C}$ e $\varepsilon = 0,44$ (Gráfico 22), confirmando os resultados experimentais de Rafiee e Rahimi (2013), os quais indicam que a relação de convergência de 1,9 produz a maior redução de temperatura, quando comparado com entradas não convergentes para esse gerador.

A relação de diâmetro frio $d_f/D = 0,7$ apresentou menor diferença de temperatura fria (pior desempenho) do que $d_f/D = 0,5$. Segundo Promvonge e Eiamsa-ard (2005), isso acontece porque a relação $d_f/D = 0,7$ permite que algum ar quente próximo à parede de tubo frio flua misturado com o fluxo pelo tubo de ar frio, o que aumenta a temperatura de saída do ar frio. Por outro lado, para uma pequena relação de diâmetro frio $d_f/D = 0,5$, há uma contrapressão maior, que reduz a mistura com o fluxo quente.

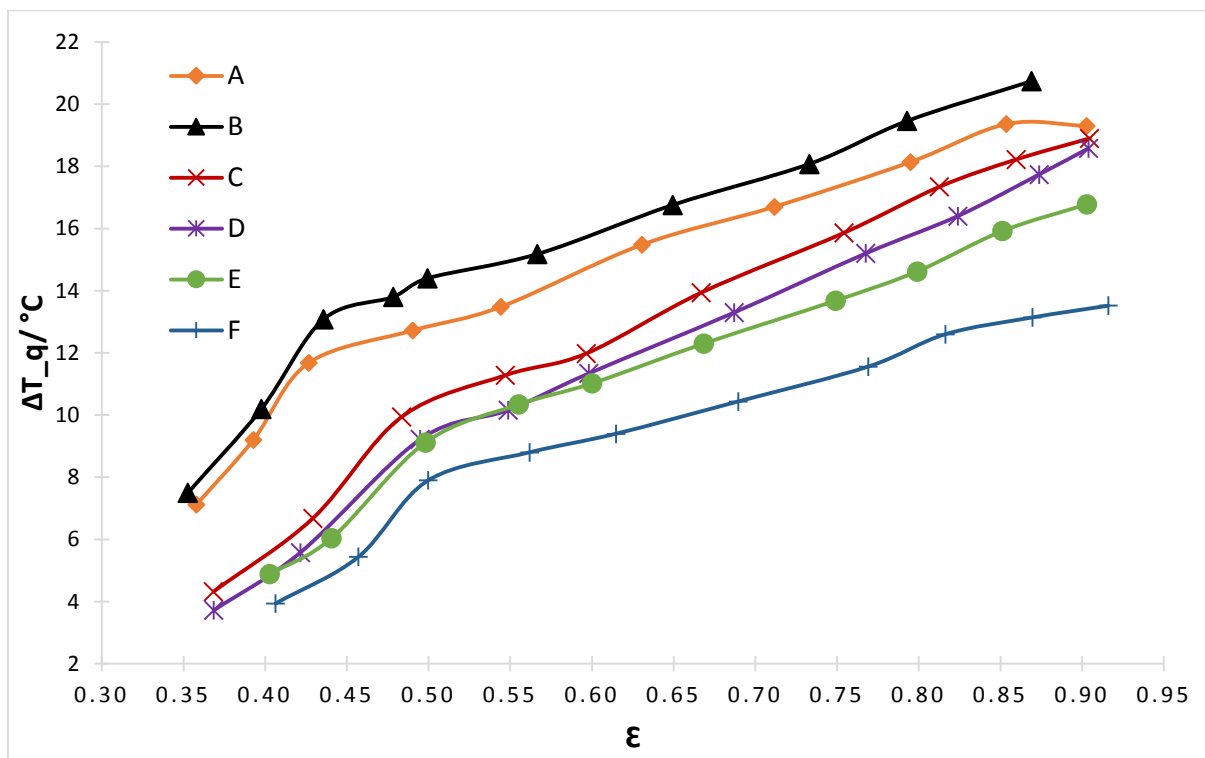
A maior redução de temperatura fria foi atingida para uma relação de diâmetro frio $d_f/D = 0,5$, quando a fração de massa fria estava na faixa de 0,4 a 0,45. As maiores diferenças de temperatura fria estão apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Resultados da diferença de temperatura fria para os seis tipos de geradores

Gerador	A	B	C	D	E	F
ΔT_f (°C)	17,9	19,1	14,3	13,2	12,8	11,4

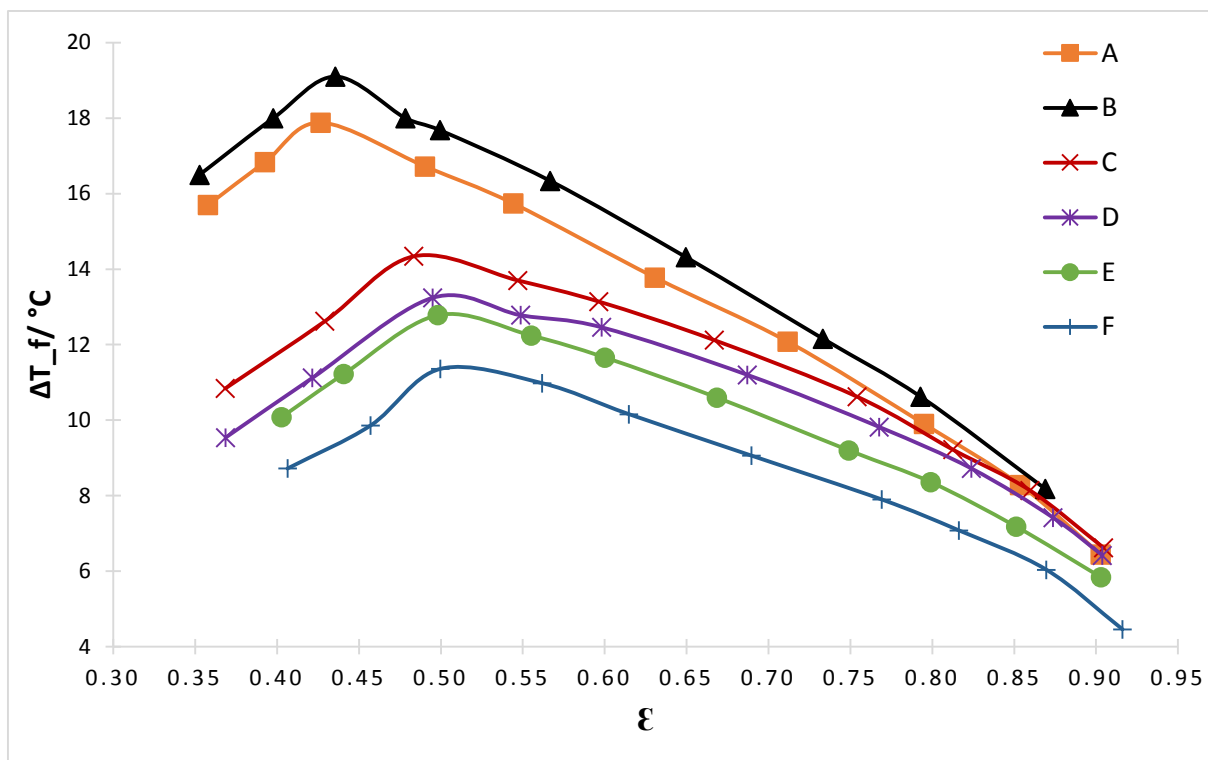
Fonte: Autor.

Gráfico 21 - Diferença de temperatura quente para os seis tipos de geradores.



Fonte: Autor.

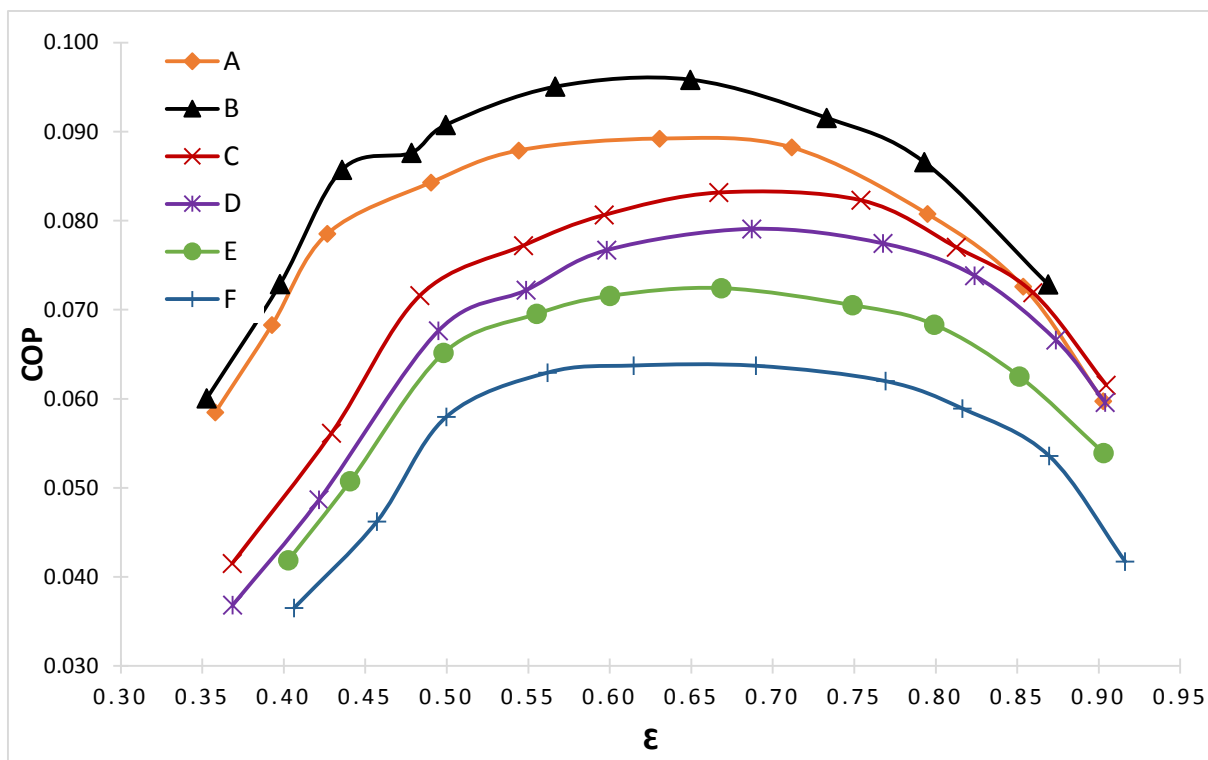
Gráfico 22 - Diferença de temperatura fria para os seis tipos de geradores.



Fonte: Autor.

O Gráfico 23 apresenta o COP em função da fração de massa fria para os seis geradores funcionando na pressão manométrica de 2 bar. Foram atingidos os valores mais altos na faixa de 0,63 a 0,69 da fração de massa fria, sendo observados os valores de 0,089, 0,096, 0,083, 0,079, 0,072 e 0,064 para os geradores de tipo A, B, C, D, E e F, nessa ordem. O gerador de entrada de tipo tangencial convergente (B) apresentou os valores mais altos em função da fração de massa fria.

Gráfico 23 - O COP para os seis tipos de geradores.



Fonte: Autor.

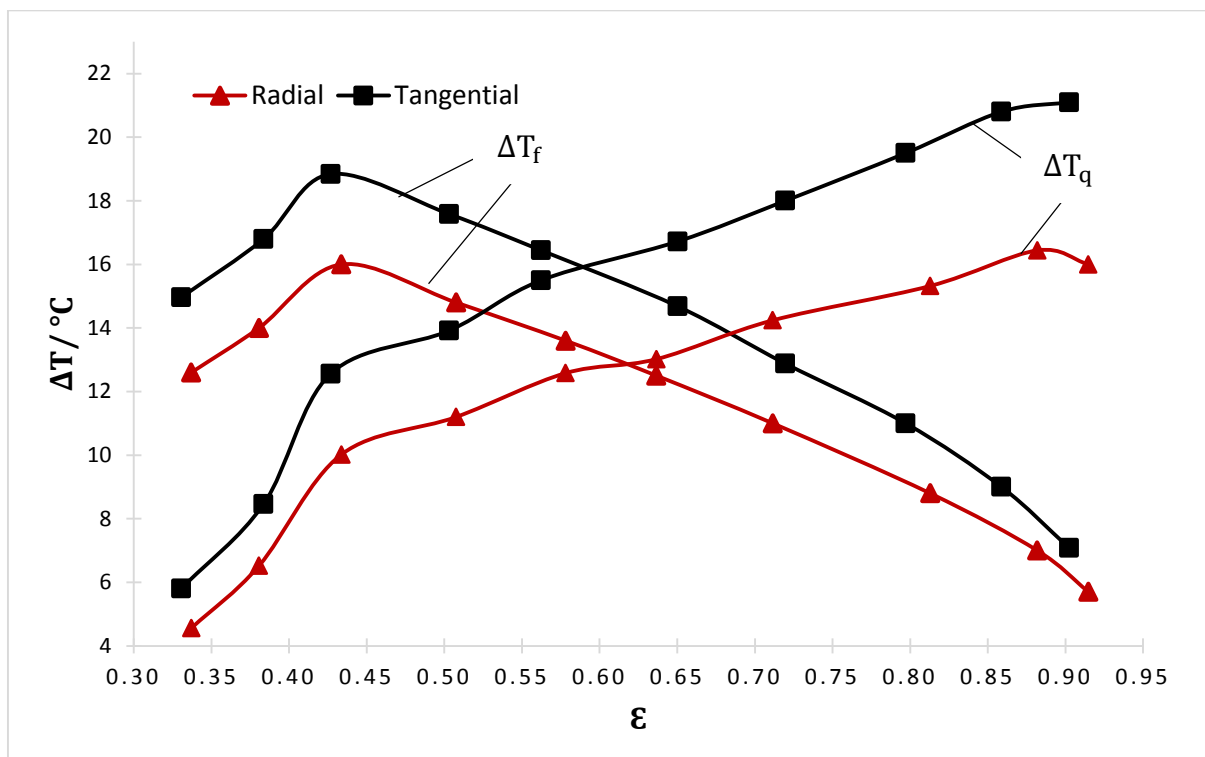
6.1.3 Resultados experimentais referentes ao modo de injeção de ar na câmara de vórtice

Neste estudo experimental, foram testados dois modos de injeção de ar comprimido no gerador de vorticidade: o tangencial e o radial convencional. O diâmetro de entrada na câmara tem 7 mm. A fração de massa fria variou na faixa de 0,3 e 0,95 para as pressões manométricas de 2 e 3 bar. Foi utilizado o gerador com 3 bocais de entrada do tipo tangencial convergente, por ter apresentado os melhores resultados na diferença de temperatura quente e fria, e os mais altos valores do COP, como mostrado nos Gráficos 21, 22 e 23.

6.1.3.1 Modo de injeção de ar na câmara de vórtice na pressão de 2 bar

De acordo o Gráfico 24, para uma pressão manométrica de 2 bar, a maior diferença de temperatura fria foi de 16 °C e 18,8 °C para as injeções tangencial e radial, respectivamente, com uma variação 20,1%. Observa-se uma maior diferença de temperatura quente para a injeção tangencial, com um aumento de 27,1%.

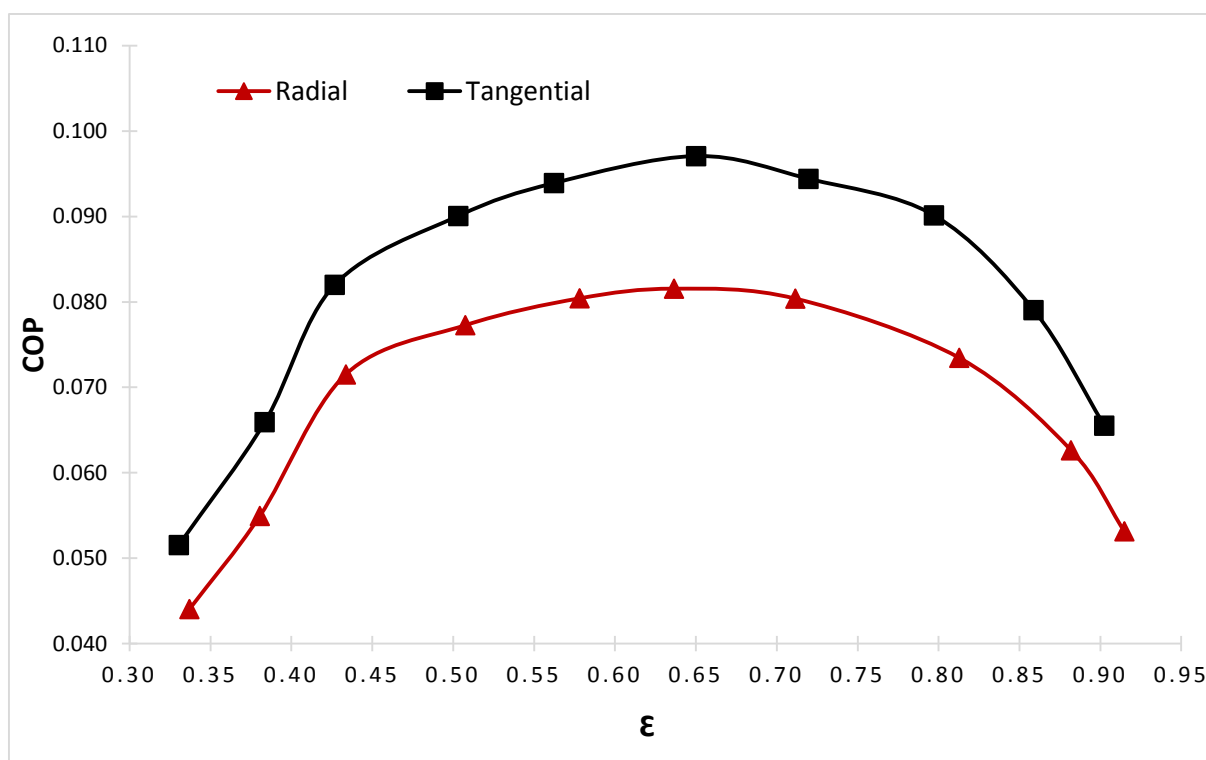
Gráfico 24 - Separação de temperatura quente e fria para injeções tangencial e radial na pressão de 2 bar.



Fonte: Autor.

O Gráfico 25 mostra os valores do COP. O melhor desempenho alcançado foi para os valores de 0,097 e 0,082 para injeções tangencial e radial, respectivamente, em consequência de uma maior diferença de temperatura fria na entrada tangencial, para uma pressão manométrica de 2 bar. O COP máximo está localizado na faixa de 0,65 a 0,7 da fração de massa fria, e os valores acima ou abaixo, por sua vez, apresentaram uma diminuição progressiva.

Gráfico 25 - O COP para injeções tangencial e radial a 2 bar.

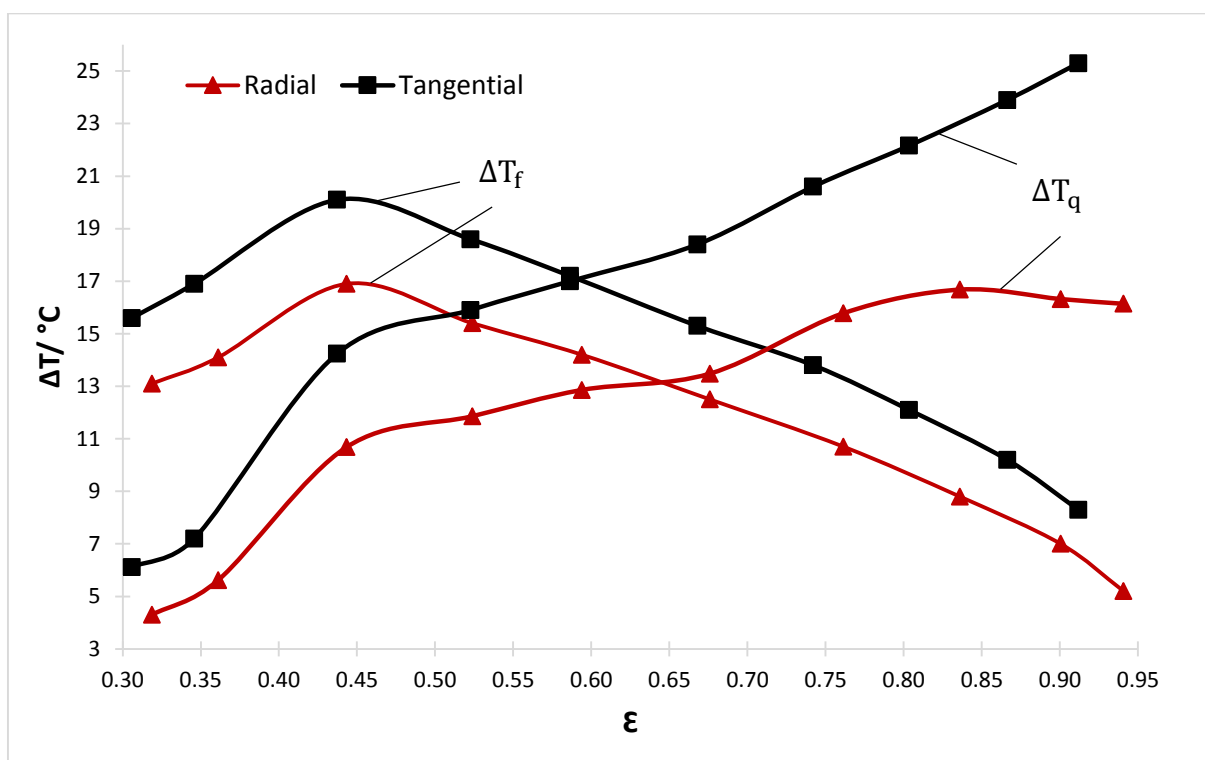


Fonte: Autor.

6.1.3.2 Modo de injeção de ar na câmara de vórtice na pressão de 3 bar

Resultados semelhantes aos da pressão de 2 bar ocorreram para uma pressão manométrica de 3 bar. As maiores diferenças de temperatura fria foram de 16,9 °C e 20,1 °C para as injeções tangencial e radial, nessa ordem, com uma variação de 25,6%. A variação média de temperatura quente foi de 4,7 °C, sendo maior para a injeção tangencial. Para os dois modos de injeção, a maior diferença de temperatura fria foi encontrada na faixa de 0,4 a 0,45 de fração de massa fria. Os resultados também revelaram que a diferença de temperatura aumenta com a elevação da pressão de entrada, em concordância com os resultados de Avci (2013). Isto é, em decorrência da velocidade do fluxo na entrada ser influenciado pelo aumento da sua pressão, consequentemente há um incremento na separação de energia.

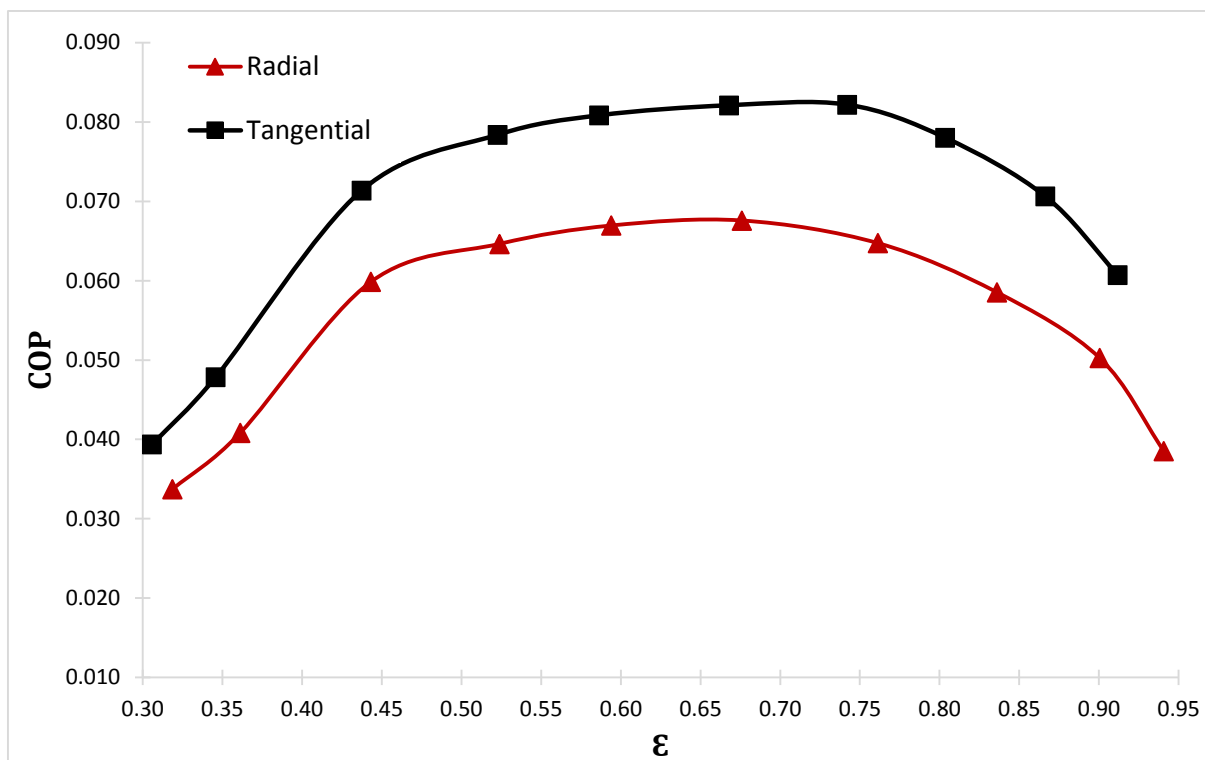
Gráfico 26 - Diferença de temperatura quente e fria para o modo de injeções tangencial e radial a 3 bar.



Fonte: Autor.

O Gráfico 27 mostra o COP em função da fração de massa fria para o funcionamento do tubo de vórtice na pressão manométrica de 3 bar. Nesse caso, o COP máximo obtido foi de 0,082 e 0,068 para as injeções tangencial e radial, respectivamente, na faixa de 0,65 a 0,70 da fração de massa fria, sendo maior para uma injeção do tipo tangencial.

Gráfico 27 - COP para injeções tangencial e radial a 3 bar.



Fonte: Autor.

6.1.4 Resultados experimentais referentes ao diâmetro de entrada na câmara de vórtice

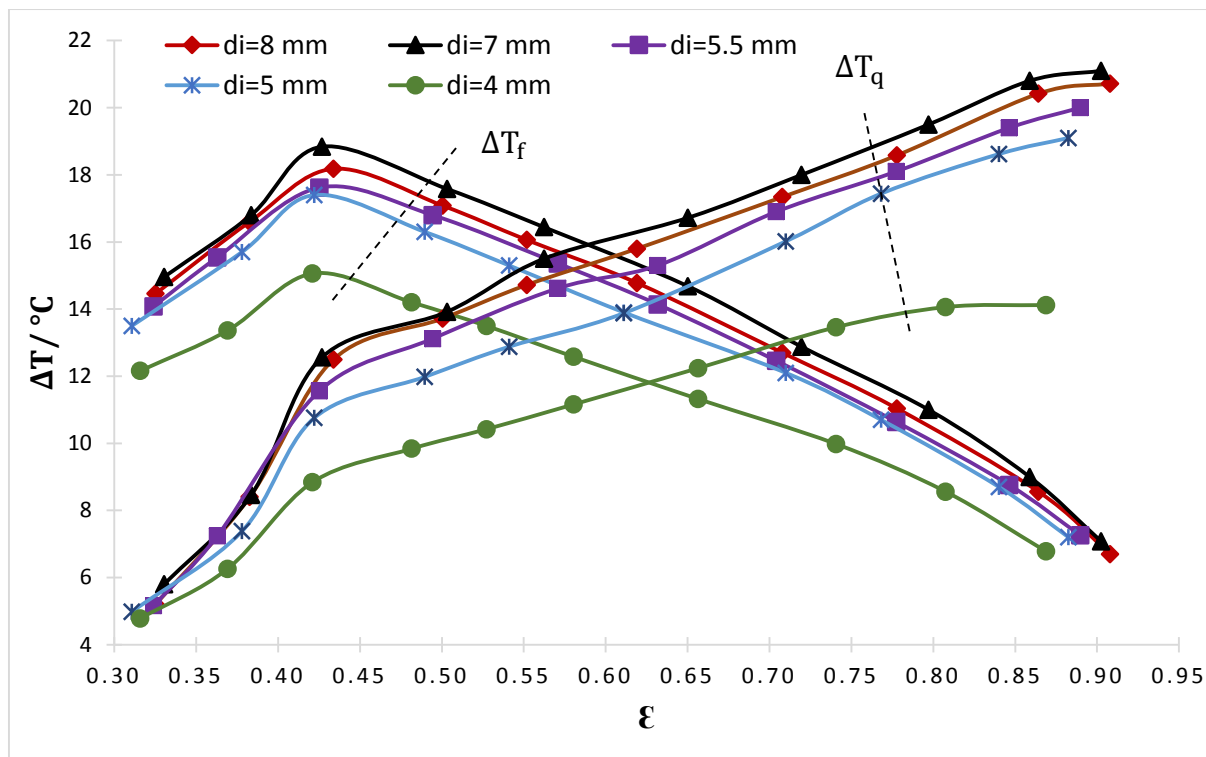
O efeito do diâmetro de entrada na câmara de vórtice ($d_e = 8; 7; 5,5; 5$ e 4 mm) na separação da temperatura quente e fria no tubo de vórtice está mostrado no Gráfico 28, e os resultados de diâmetros de $2,5$ mm e 10 mm foram também incluídos na comparação. Os diâmetros foram testados para as pressões de $2, 3$ e 4 bar, variando a válvula de controle na faixa de $0,3$ a $0,95$ para a fração de massa fria. O modo de injeção utilizado foi o tangencial.

6.1.4.1 Diâmetros de entrada na câmara de vórtice na pressão de 2 bar

O Gráfico 28 mostra a diferença de temperatura quente e fria em função da fração de massa fria para a pressão manométrica de 2 bar. As maiores diferenças de temperatura fria foram de $18,2$ °C, $18,9$ °C, $17,6$ °C, $17,4$ °C e $15,1$ °C, para as medidas de 8 mm, 7 mm, $5,5$ mm, 5 mm e 4 mm, respectivamente. A maior diferença

de temperatura fria foi encontrada para $d_e = 7$ mm. A diferença de temperatura quente foi maior também para $d_e = 7$ mm.

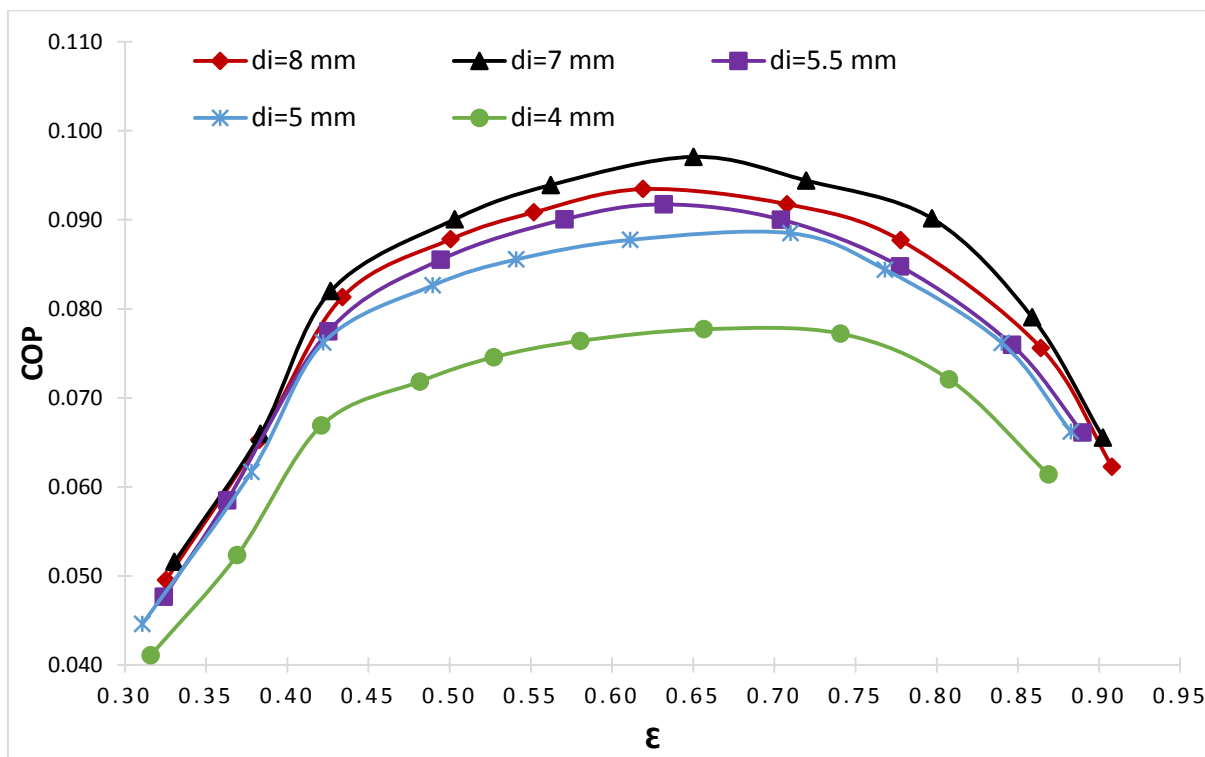
Gráfico 28 – Diferença de temperatura quente e fria para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 2 bar.



Fonte: Autor.

O Gráfico 29 mostra o COP em função da fração da massa fria para as diferentes dimensões de entrada, operando na pressão manométrica de 2 bar. O COP máximo alcançado para as dimensões 8 mm, 7 mm, 5,5 mm, 5 mm e 4 mm foi de 0,093, 0,097, 0,092, 0,088 e 0,078, respectivamente, entre uma fração de massa fria de 0,61 e 0,66. O maior valor de COP foi atingido para $d_e = 7$ mm, superando aqueles de 8 mm, 5,5 mm, 5 mm e 4 mm em 3%, 5,3%, 7% e 16,9%, nessa ordem.

Gráfico 29 - COP para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 2 bar.

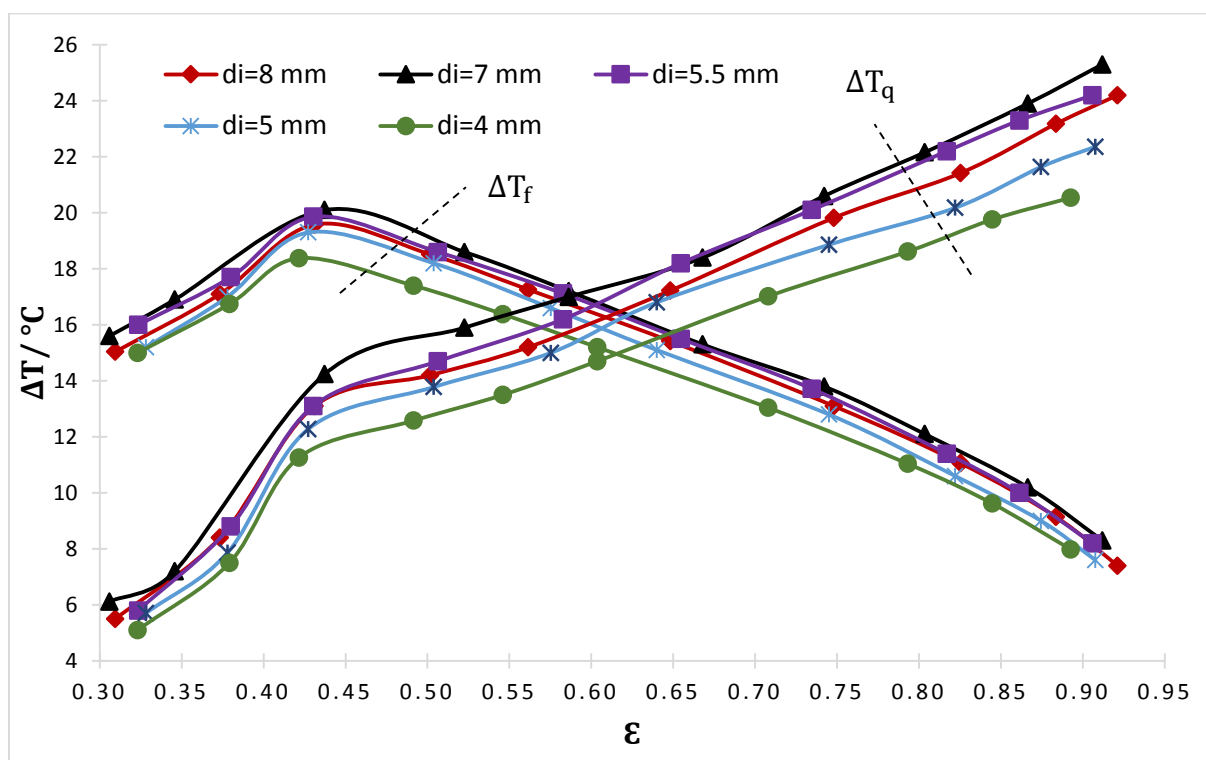


Fonte: Autor.

6.1.4.2 Diâmetros de entrada na câmara de vórtice na pressão de 3 bar

As diferenças de temperatura quente e fria para pressão manométrica de 3 bar estão mostradas no Gráfico 30. As máximas diferenças de temperatura fria alcançadas para 8 mm, 7 mm, 5,5 mm, 5 mm e 4 mm foram de 19,6 °C, 20,1 °C, 19,9 °C, 19,3 °C e 18,4 °C, respectivamente. Por isso, a maior diferença de temperatura fria foi atingida para $d_e = 7$ mm, sendo maior do que aquelas encontradas para os diâmetros de 8 mm, 5,5 mm, 5 mm e 4 mm em um percentual de 3,5%, 1,5%, 4,7% e 5,2%, nessa ordem. Esses valores foram também maiores, inclusive, dos que de 10 mm (em 3,9%) e 2,5 mm (em 123,9%). Já a diferença de temperatura quente foi maior para $d_e = 7$ mm, superando as de 8 mm, 5,5 mm, 5 mm e 4 mm em cerca de 5,3%, 2,7%, 10,6% e 21,5%, nessa ordem.

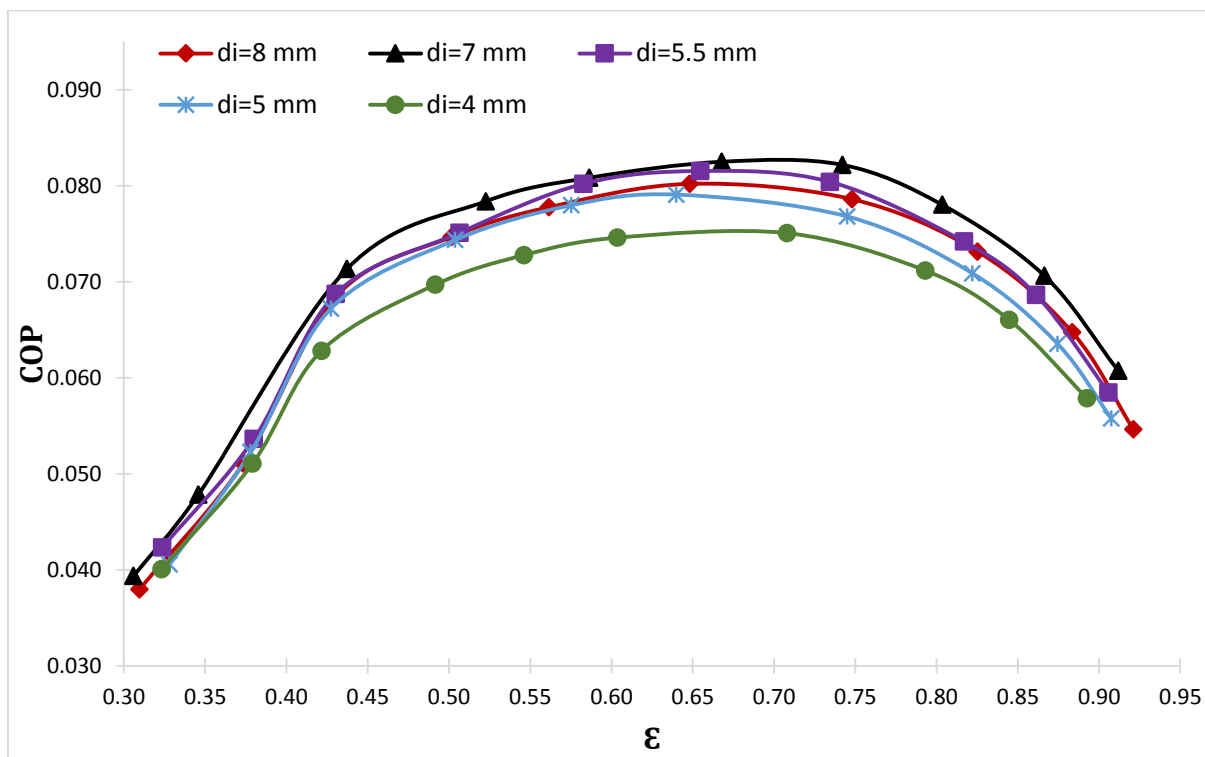
Gráfico 30 – Diferença de temperatura quente e fria para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 3 bar.



Fonte: Autor.

O desempenho térmico do tubo de vórtice para diferentes dimensões do diâmetro de entrada foi expresso em termos do COP para a pressão manométrica de 3 bar (Gráfico 31). Os valores máximos do COP alcançados para 8 mm, 7 mm, 5,5 mm, 5 mm e 4 mm foram de 0,080, 0,083, 0,082, 0,079 e 0,075, respectivamente, para uma fração de massa fria na taxa de 0,60 e 0,65. O maior valor de COP foi alcançado para $d_e = 7$ mm (COP=0,083).

Gráfico 31 - COP para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara para a pressão de 3 bar.

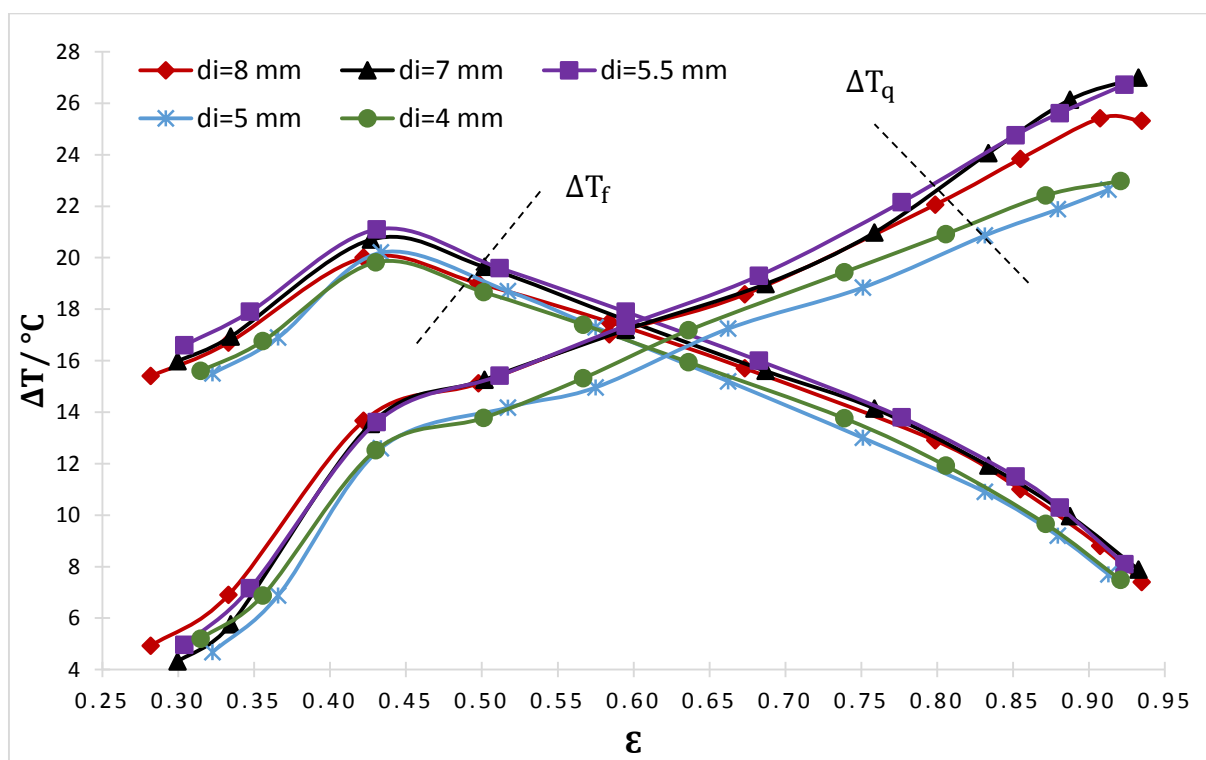


Fonte: Autor.

6.1.4.3 Diâmetro de entrada na câmara de vórtice na pressão de 4 bar

O Gráfico 32 mostra as diferenças de temperatura quente e fria para a pressão manométrica de 4 bar. Os valores máximos da diferença de temperatura fria alcançadas para 8 mm, 7 mm, 5,5 mm, 5 mm e 4 mm foram de 20 °C, 20,7 °C, 21,1 °C, 20,2 °C e 19,8 °C, respectivamente. A maior diferença de temperatura fria foi atingida para $d_e = 5,5$ mm (21,1 °C). Esse valor superou, inclusive o de 10 mm em 17,4%, e o de 2,5 mm, em 73,2%. A diferença de temperatura quente foi maior também para $d_e = 5,5$ mm.

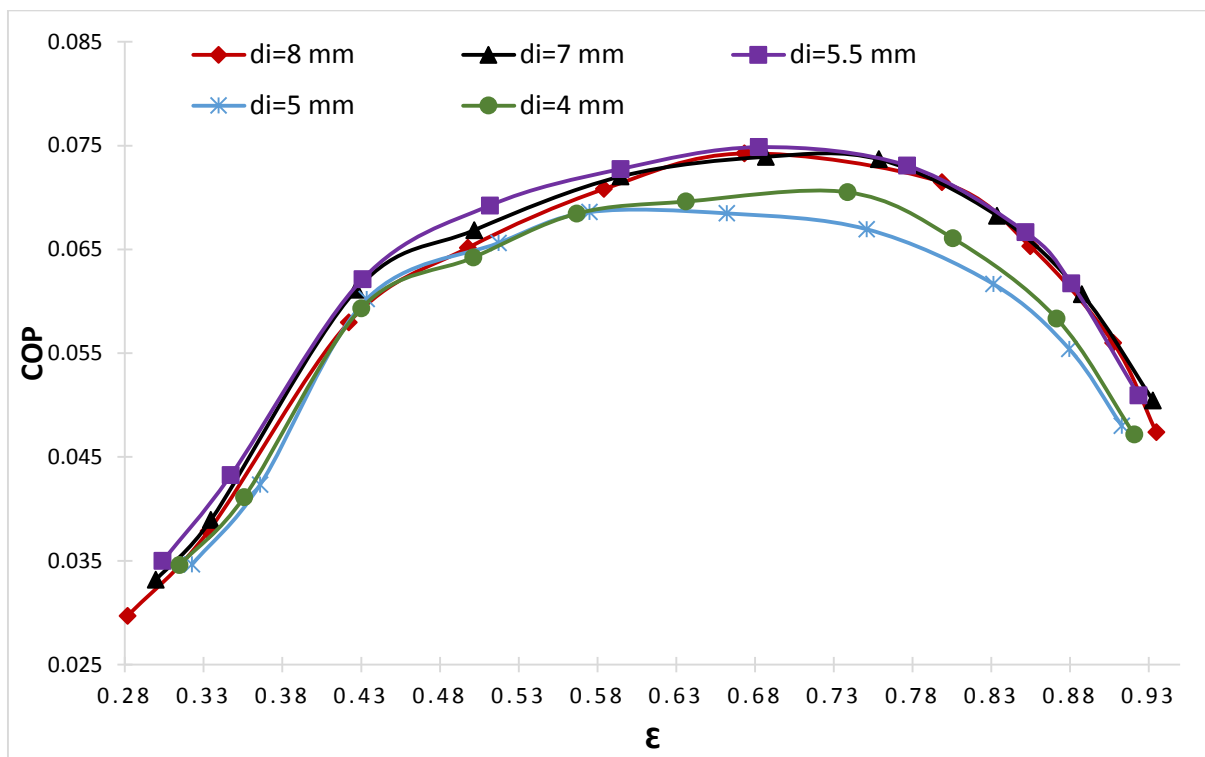
Gráfico 32 – Diferença de temperatura quente e fria para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 4 bar.



Fonte: Autor.

O Gráfico 33 mostra o COP em função da fração da massa fria para diferentes dimensões de entrada, operando na pressão manométrica de 4 bar. O COP máximo alcançado para 8 mm, 7 mm, 5,5 mm, 5 mm e 4 mm foi de 0,074, 0,074, 0,075, 0,069 e 0,070, respectivamente, em uma faixa de fração de massa fria de 0,64 e 0,7. Desse modo, o maior valor de COP foi atingido para $d_e = 5,5$ mm, com valor de 0,075, mas muito próximo dos valores para os diâmetros de 8 e 7 mm.

Gráfico 33 - COP para várias dimensões do diâmetro de entrada na câmara na pressão de 4 bar.



Fonte: Autor.

6.2 Seleção de um compressor de ar e taxa de refrigeração

Esta seção apresenta a seleção de compressores de ar alternativo para as condições de trabalho contínuo de um tubo de vórtice nas pressões de 2, 3 e 4 bar.

Para se selecionar o compressor de ar, foi necessário ter conhecimento da capacidade de ar consumida pelo tubo de vórtice. Por esse motivo, o aparato experimental foi colocado em funcionamento de acordo a Figura 41, que permitiu uma melhor estimativa da vazão mássica, por meio da instrumentação instalada na saída do tubo quente (rotâmetro, manômetro e termopar). Uma estimativa muito baixa poderia resultar em uma pressão inadequada do sistema e uma muita alta, por sua vez, resultaria um investimento excessivo. Por ser um aparato de funcionamento simples, a tolerância de perdas de carga e vazamento na mangueira, acessórios e filtro de ar foram desprezados.

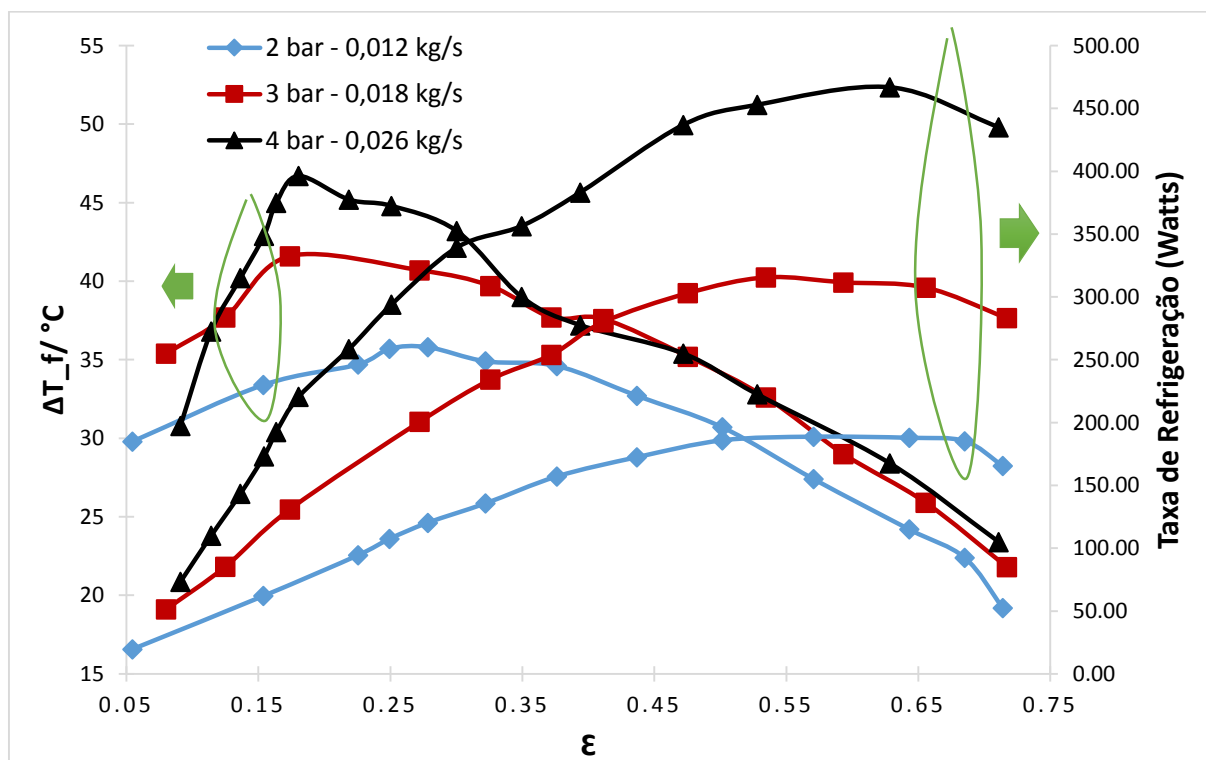
O tubo de vórtice utilizado nos testes da estimativa da vazão mássica, teve as seguintes características:

- O gerador de vorticidade foi de 3 entradas, tipo tangencial convergente, por ter apresentado a maior taxa de refrigeração em comparação aos outros números de entrada;
- A relação de comprimento-diâmetro do tubo quente foi de $L/D=40$;
- O diâmetro de entrada à câmara de vórtice foi de 5,5 mm, pois apresentou o melhor desempenho na pressão de 4 bar;
- A relação de diâmetro entre o tubo frio e quente foi de $\frac{d_f}{D} = 0,5$.

No início das medições experimentais, o sistema alcançou o regime permanente. Esse período até o regime permanente foi de 2,5 minutos. Os dados de temperatura, registrados pelos termopares colocados nas saídas das correntes de ar quente e fria do tubo de vórtice, permitiram estimar o valor da fração de massa fria, usando-se as equações (7) e (8).

O Gráfico 34 apresenta os resultados experimentais da diferença de temperatura fria e da taxa de refrigeração do tubo de vórtice operando nas pressões manométricas de 2, 3 e 4 bar, com vazões mássicas de 0,012 kg/s, 0,018 kg/s e 0,026 kg/s, respectivamente.

Gráfico 34 - Funcionamento do tubo de vórtice nas pressões de 2, 3 e 4 bar.



Fonte: Autor.

Observa-se no Gráfico 34, que a diferença de temperatura fria do tubo de vórtice aumenta à medida que aumenta sua fração de massa fria, chegando até um ponto máximo para as vazões mássicas de 0,012 kg/s (2 bar), 0,018 kg/s (3 bar) e 0,026 kg/s (4 bar), com diferenças de temperatura fria de 35,8 °C, 41,6 °C e 46,7 °C, e frações de massa fria de 0,28, 0,17 e 0,18, nessa ordem. A partir dos valores máximos, a diferença de temperatura fria começa a diminuir devido a uma maior mistura das correntes quente e fria, como resultado da obstrução imposta pela válvula de controle na extremidade quente. Pode-se ver que a separação de temperatura fria cresce com o aumento da pressão de entrada, resultado semelhante ao de Cabeci *et al.* (2016).

A taxa de refrigeração foi calculada (Equação 11) em função da fração de massa fria. As maiores taxas de refrigeração alcançadas foram para vazões mássicas de 0,012 kg/s (2 bar), 0,018 kg/s (3 bar) e 0,026 kg/s (4 bar). Os valores foram de 162,34 W, 315,54 W e 466,88 W, com as frações de massa fria de 0,57, 0,53 e 0,63, respectivamente. A taxa de refrigeração cresceu com o aumento da pressão de entrada. Observa-se, ainda, que a máxima taxa de refrigeração foi obtida em uma faixa de fração de massa fria diferente da taxa onde ocorreu a máxima diferença de temperatura fria, devido ao aumento na vazão mássica de saída fria. Quando os valores da fração de massa fria são baixos, o valor da taxa de refrigeração é pequeno, apesar de ser quando ocorre a maior diferença de temperatura fria.

Com os resultados do consumo de ar comprimido quando o tubo de vórtice opera a baixas pressões (vazões mássicas), foi calculada a potência real de acionamento do compressor de ar (Equação 14).

A Tabela 6 apresenta os valores usados no cálculo estimado da potência de acionamento de um compressor alternativo. Na equação (14), foi considerada uma razão de compressão (P_d/P_a) de acordo com o funcionamento do compressor de ar instalado no sistema experimental do tubo de vórtice, sendo o P_d a pressão registrada na saída do compressor de ar (tubulação que conduz ao tanque) e P_a a pressão de entrada na admissão. Silva (2009) apresentou resultados sobre a variação da vazão mássica em função da razão de compressão (compressores de tipo pistão). As vazões mássicas de 0,006 kg/s, 0,012 kg/s, 0,018 kg/s e 0,026 kg/s tiveram razões de compressão aproximada de 6, 5,8, 5,5 e 5,3, respectivamente. Quanto ao fator de compressibilidade do ar, tanto na admissão quanto na descarga, o valor foi considerado igual à unidade por ser insignificante sua variação nas pressões e

temperaturas de trabalho do pistão, visto que sua variação somente se torna significativa quando o ar está em um estado termodinâmico próximo à região de mudança de fase. Neste teste não aconteceu essa condição, por que a pressão máxima de trabalho do compressor foi de 12 bar, para uma variação da temperatura no interior do tanque na faixa de 30 °C a 80 °C. A temperatura de admissão foi de 35 °C (medidos). As eficiências termodinâmica e mecânica foram consideradas de 0,83 e 0,95, respetivamente.

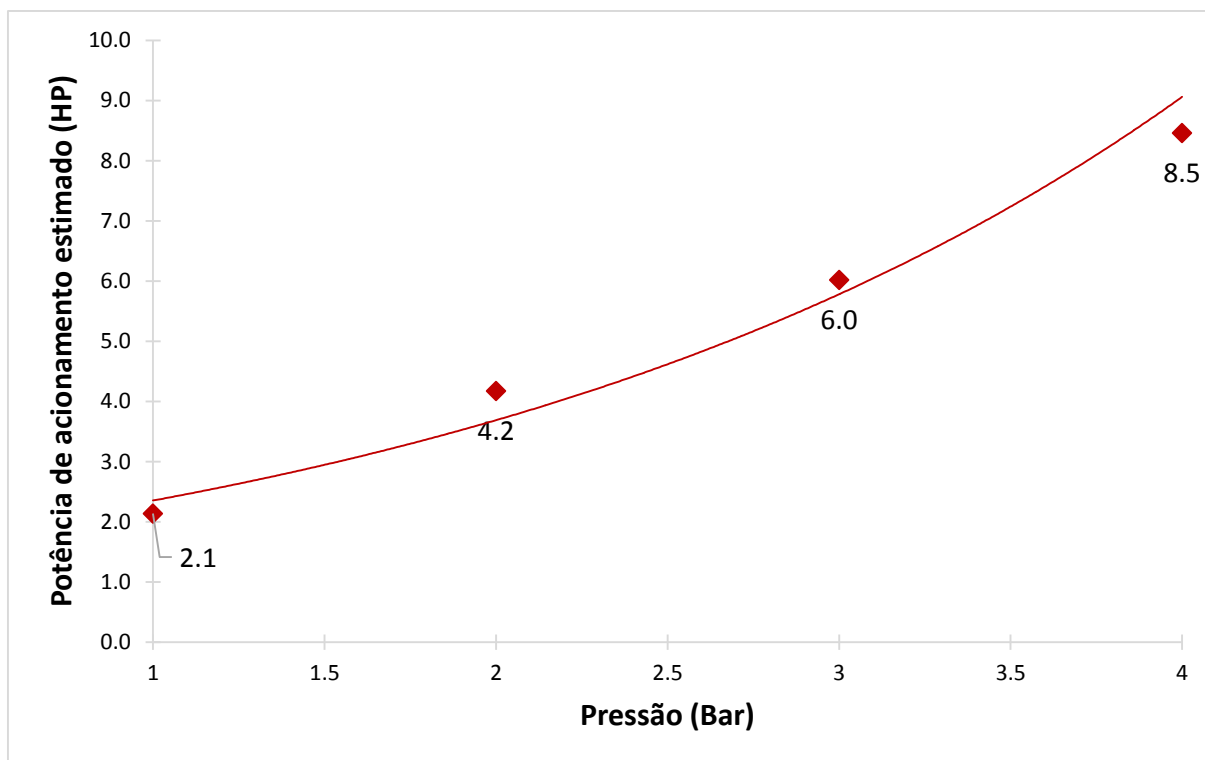
Tabela 6 – Dados usados na determinação da potência de acionamento para um compressor de ar alternativo.

Pressão (Bar)	Vazão consumida (kg/s)	Temp. de admissão (°C)	Eficiência		Razão de compressão	Fator de compress- ibilidade	Potencia (Watts)
			Termo- Dinâmica	Mecânica			
P_e	$\dot{m}$	T_a	η_{th}	η_m	$r_c = P_d/P_a$	$(Z_a + Z_d)$	$\dot{W}_{ac}$
1	0,006	35	0,83	0,95	6	2	1574
2	0,012	35	0,83	0,95	5,8	2	3072
3	0,018	35	0,83	0,95	5,5	2	4433
4	0,026	35	0,83	0,95	5,3	2	6228

Fonte: Autor.

O Gráfico 35 mostra a variação da potência estimada de acionamento de um compressor de ar alternativo, expressada em *Horse-Power* ($1HP=745,7\text{ W}$), em função da pressão manométrica de entrada à câmara de vórtice. Para pressões de trabalho do tubo de vórtice de 1, 2, 3 e 4 bar, as potências de acionamento estimado foram de 1574 W (2,1 HP), 3072 W (4,2 HP), 4433 W (6 HP) e 6228 W (8,5 HP), respetivamente. Como se trata de uma estimativa da potência de acionamento, as potências dos compressores selecionados foram superiores aos valores estimados, como mostra a Tabela 7. Foram também observadas as potências nominais disponíveis no mercado.

Gráfico 35 – Potência estimada de acionamento do compressor alternativo.



Fonte: Autor.

Tabela 7 - Seleção da potência do compressor de ar disponível no mercado.

Pressão (bar)	Potência (HP)
2	5
3	7,5
4	10

Fonte: Autor.

6.3 Seleção dos sistemas fotovoltaicos

Esta seção apresenta os resultados da seleção e custo dos componentes para sistemas fotovoltaicos conectado à rede (*on grid*) e sistemas fotovoltaicos isolados (*off grid*), que permitem o funcionamento contínuo do compressor de ar nas pressões de 2, 3 e 4 bar.

No dimensionamento dos componentes do sistema fotovoltaico foram considerados os valores de energia consumida, para um período de funcionamento contínuo de 3 horas por dia. Baseado no site ASDC “*Atmospheric Science Data Center*” da NASA, foram usados os valores da irradiação solar média incidente,

conforme a latitude e a longitude da cidade de Fortaleza (latitude 3,40 °S e longitude 38,33 °O). Os dados fornecidos são médias de vinte e dois anos de medição via satélite. Os valores da insolação média incidente estão mostrados na Tabela 8.

Tabela 8 – Irradiação Solar Média incidente em kWh/m²/dia

Latitude 3,40 °S	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Long. 38,33 °O												
22-anos Média	5.74	5.54	5.04	4.76	5.17	5.26	5.70	6.42	6.76	6.92	6.56	6.22

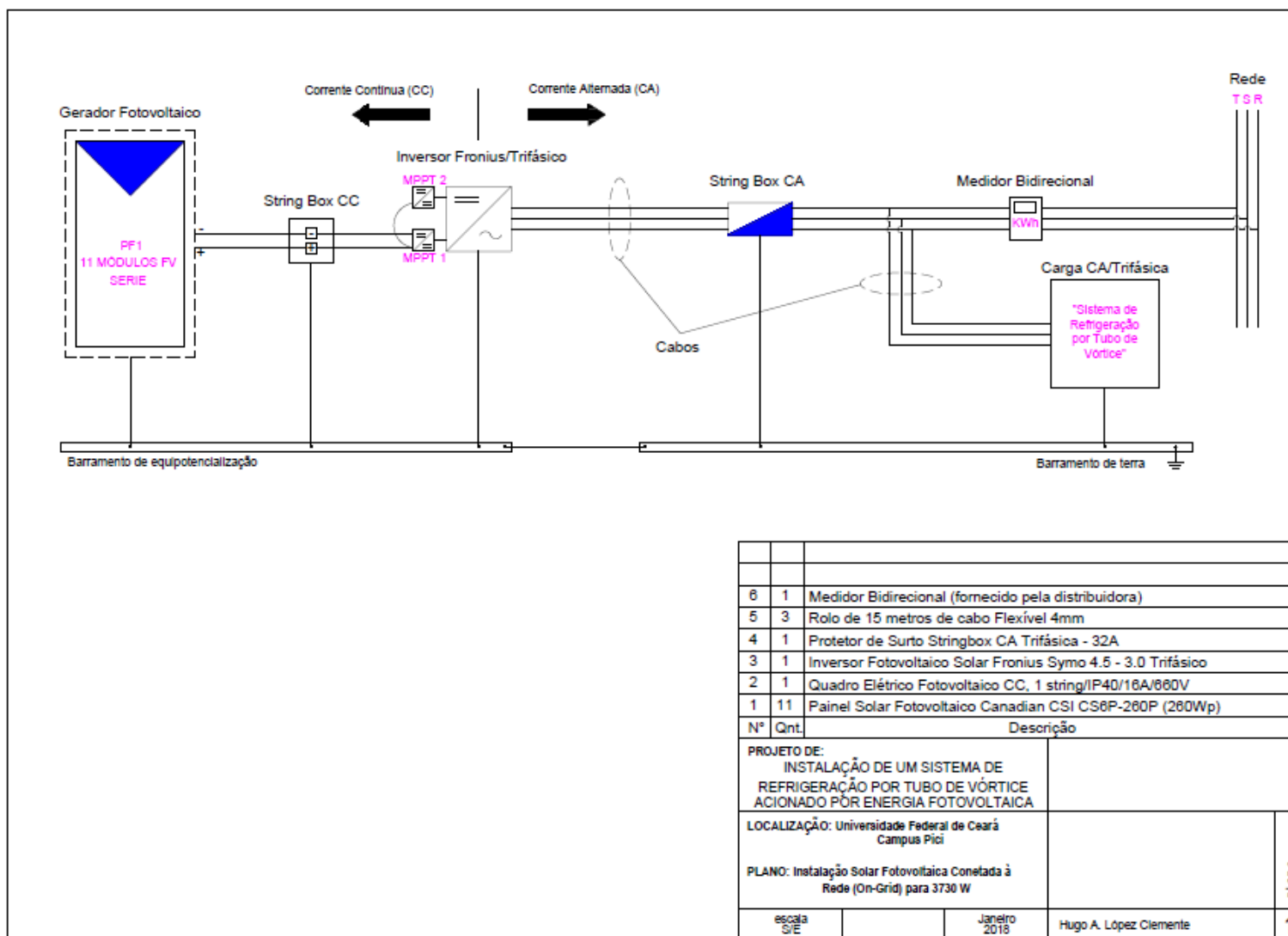
Fonte: www.eosweb.larc.nasa.gov (2017).

As Horas de Sol a Pico (HSP) é uma medição indireta da insolação e é definida como o tempo em horas de irradiância solar constante hipotética de 1000 W/m² em um dia. Assim, usando os valores da Tabela 8, foi calculado um HSP médio anual de 5,84 horas por dia para o dimensionamento do sistema fotovoltaico conectado à rede, e um HSP mínimo anual de 4,76 horas por dia para o dimensionamento do sistema fotovoltaico isolado.

O dimensionamento foi realizado utilizando-se as equações da Seção 5.3. Os resultados são apresentados em uma planilha de cálculo, como mostrados nos Apêndices H e J, tanto para o sistema fotovoltaico conectado à rede quanto para o sistema fotovoltaico isolado, respectivamente. Esses cálculos estão nos desenhos esquemáticos das figuras dos respectivos sistemas, nas Figuras 39 a 44.

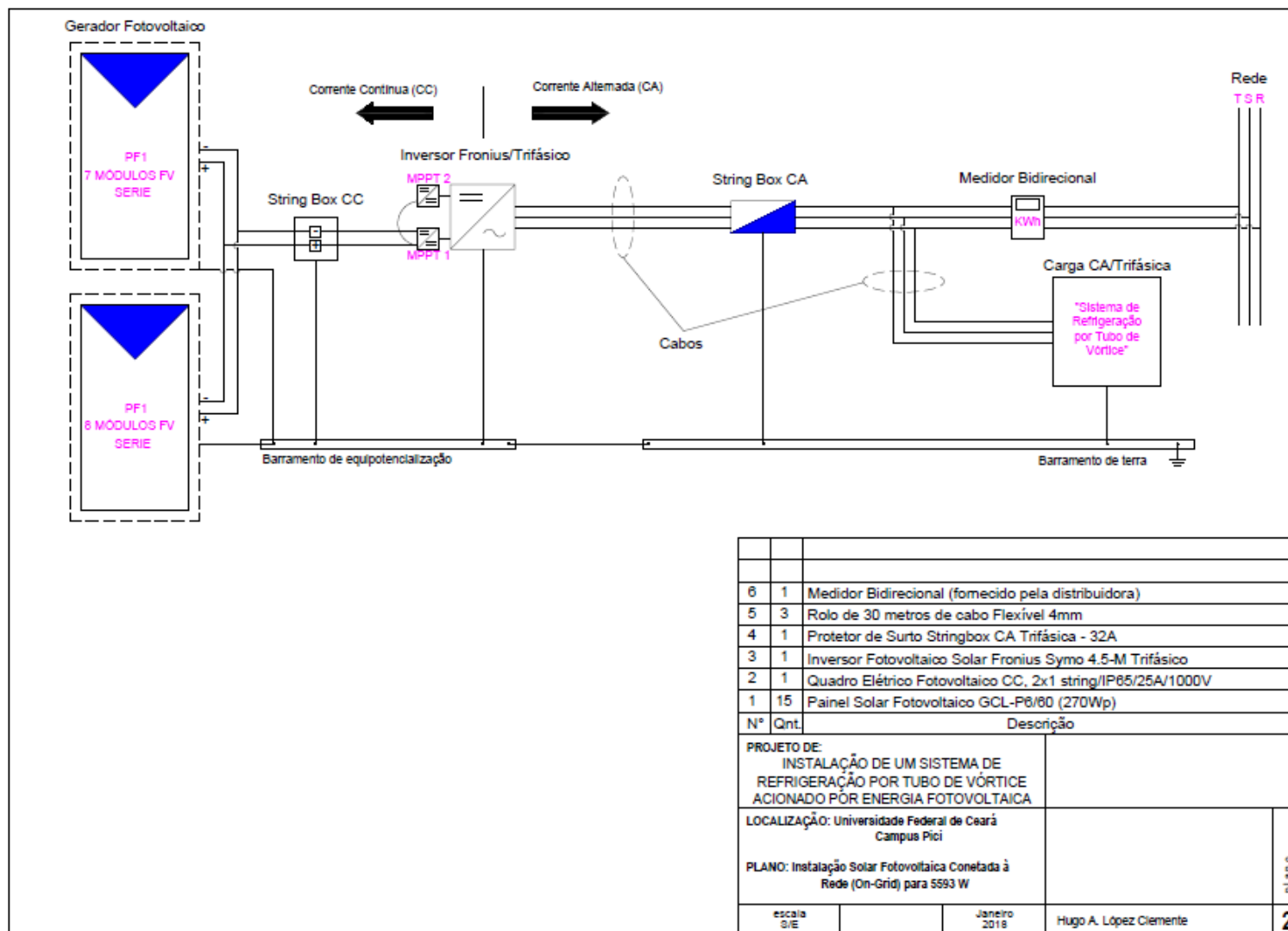
As Figuras 39, 40 e 41 mostram os desenhos esquemáticos dos componentes dimensionados para os sistemas fotovoltaicos conectados à rede para as potências do compressor de ar de 5 HP, 7,5 HP e 10 HP. Os componentes básicos são os módulos fotovoltaicos, quadro fotovoltaico CC, inversor, quadro de proteção de surtos CA e cabos. As Figuras 42, 43 e 44 apresentam os desenhos esquemáticos dimensionados para os sistemas fotovoltaicos isolados para as potências do compressor de ar de 5 HP, 7,5 HP e 10 HP. Os componentes são os módulos fotovoltaicos, controladores de carga, baterias, inversores e cabos.

Figura 39 - Componentes do sistema fotovoltaico conectado à rede para um compressor de 5 HP.



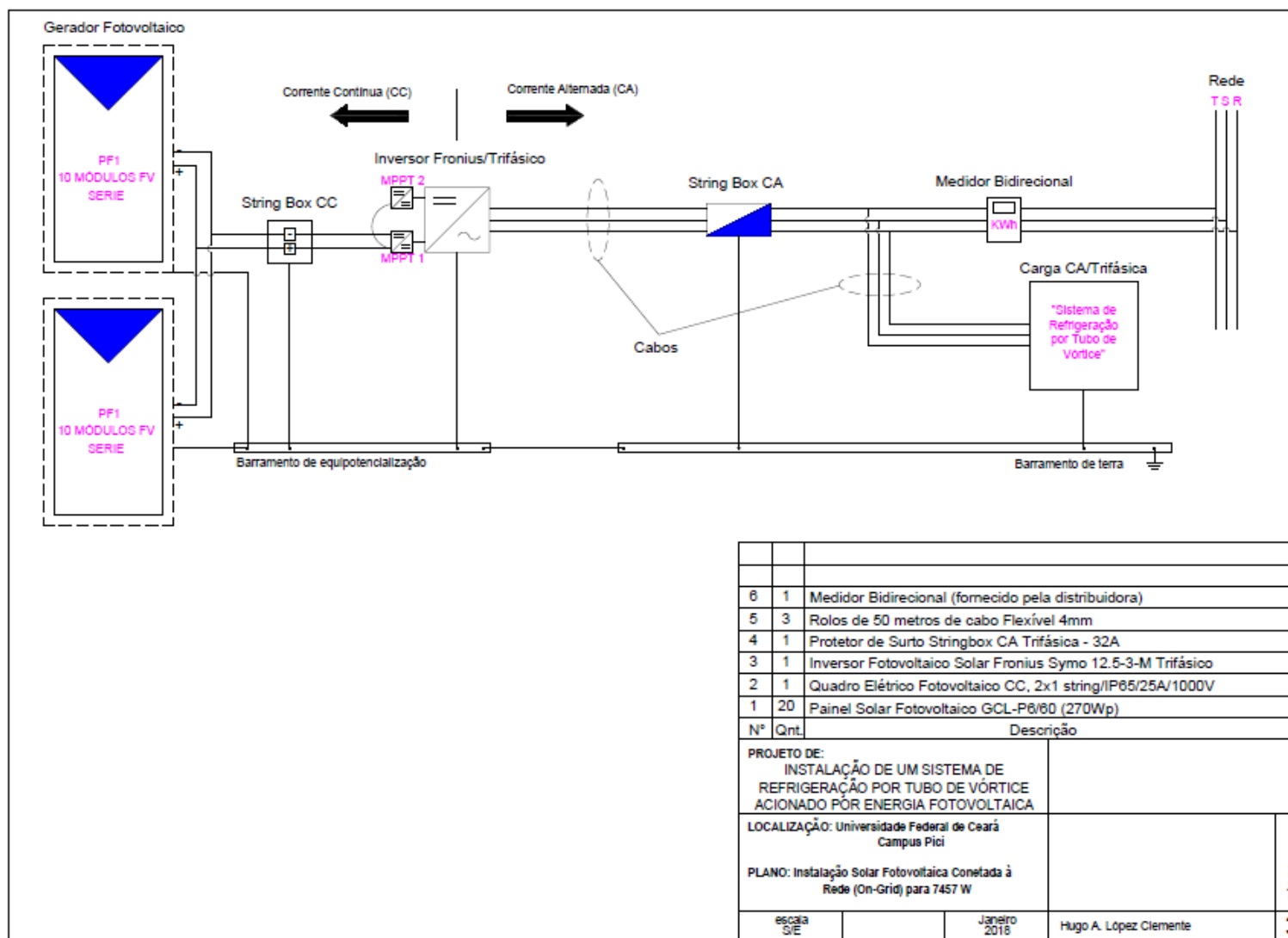
Fonte: Autor.

Figura 40 - Componentes do sistema fotovoltaico conectado à rede para um compressor de 7,5 HP.



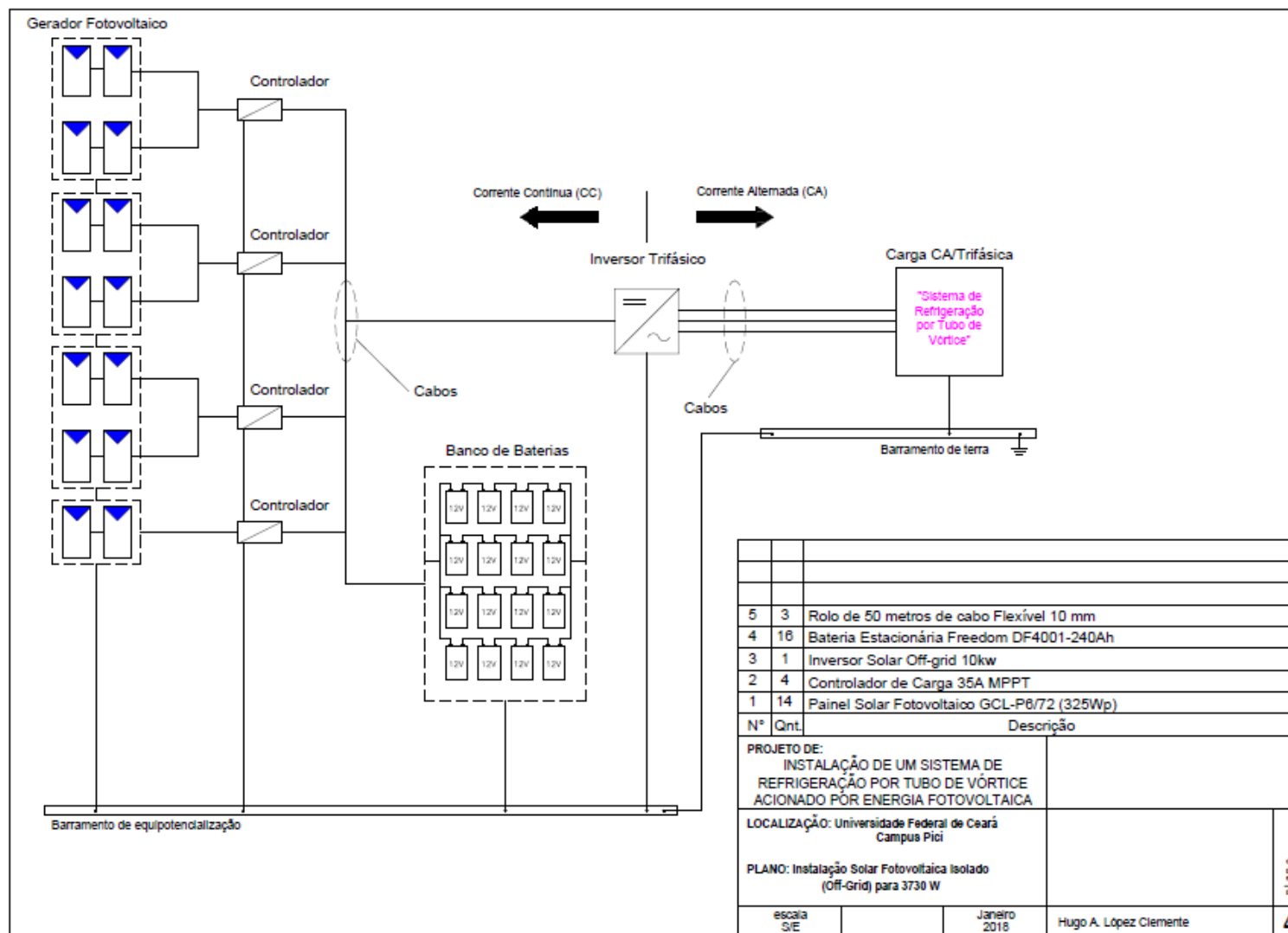
Fonte: Autor.

Figura 41 - Componentes do sistema fotovoltaico conectado à rede para um compressor de 10 HP.



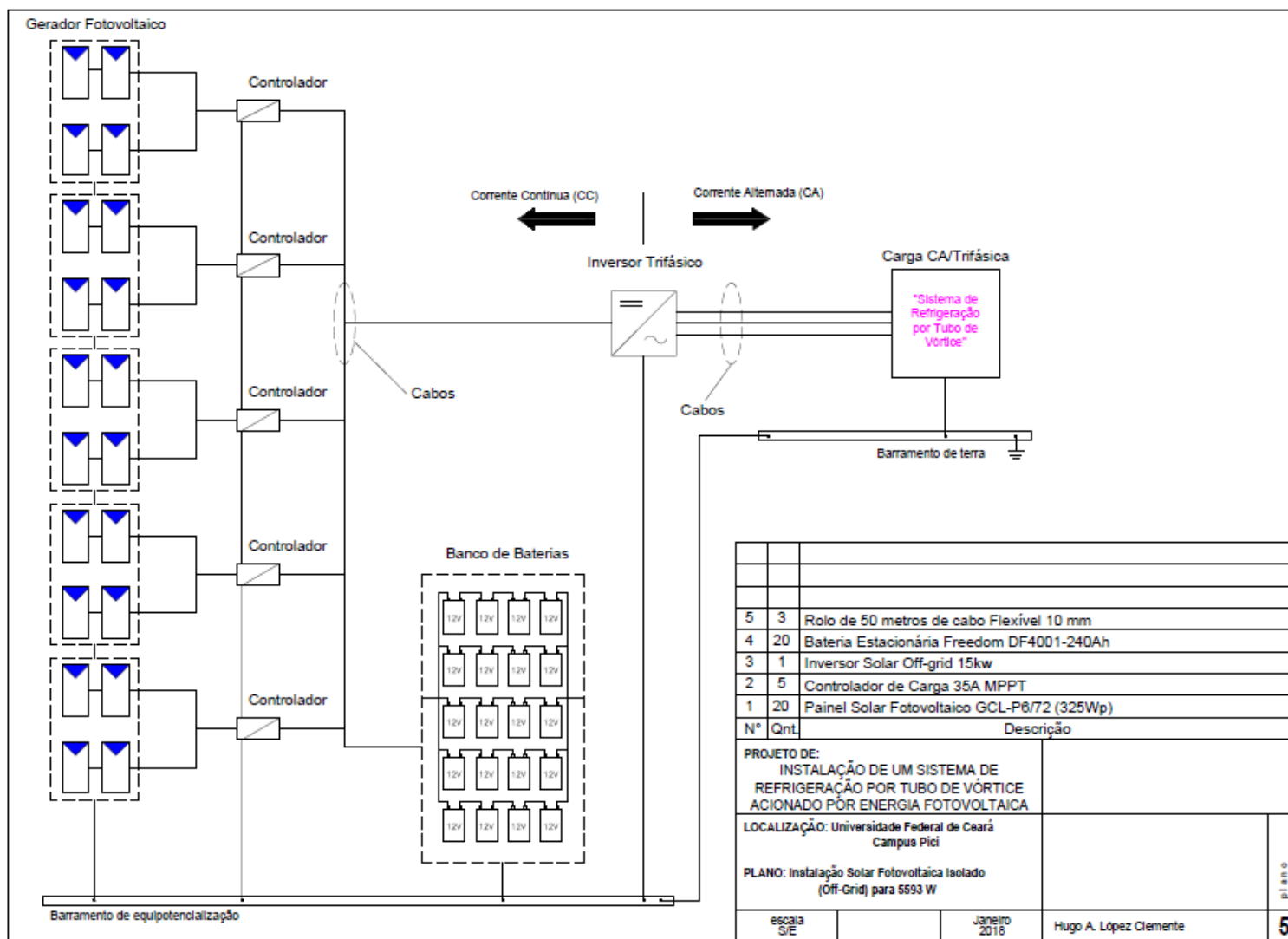
Fonte: Autor.

Figura 42 - Componentes do sistema fotovoltaico isolado para um compressor de 5 HP.



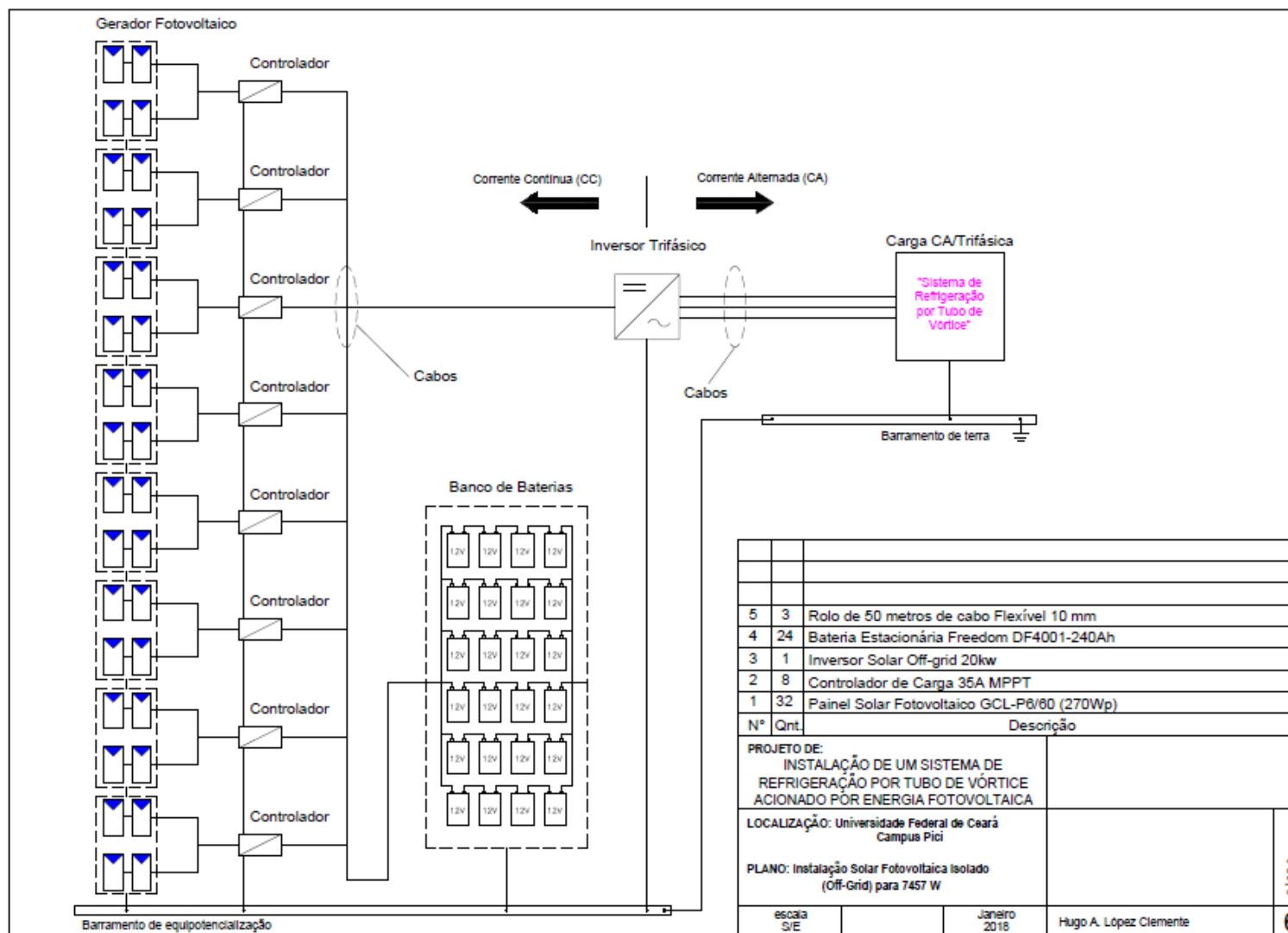
Fonte: Autor.

Figura 43 - Componentes do sistema fotovoltaico isolado para um compressor de 7,5 HP.



Fonte: Autor.

Figura 44 - Componentes do sistema fotovoltaico isolado para um compressor de 7,5 HP.



Fonte: Autor.

O Gráfico 36 mostra os resultados do levantamento de custo inicial, que engloba a soma dos custos dos equipamentos e frete, tanto para sistemas fotovoltaicos conectados à rede e sistemas fotovoltaicos isolados. Foram incluídos os custos para compressores de ar de 2 hp e 3 hp de potência (Tabela 9). No Apêndice I e K são apresentados os orçamentos pesquisados no mercado nacional.

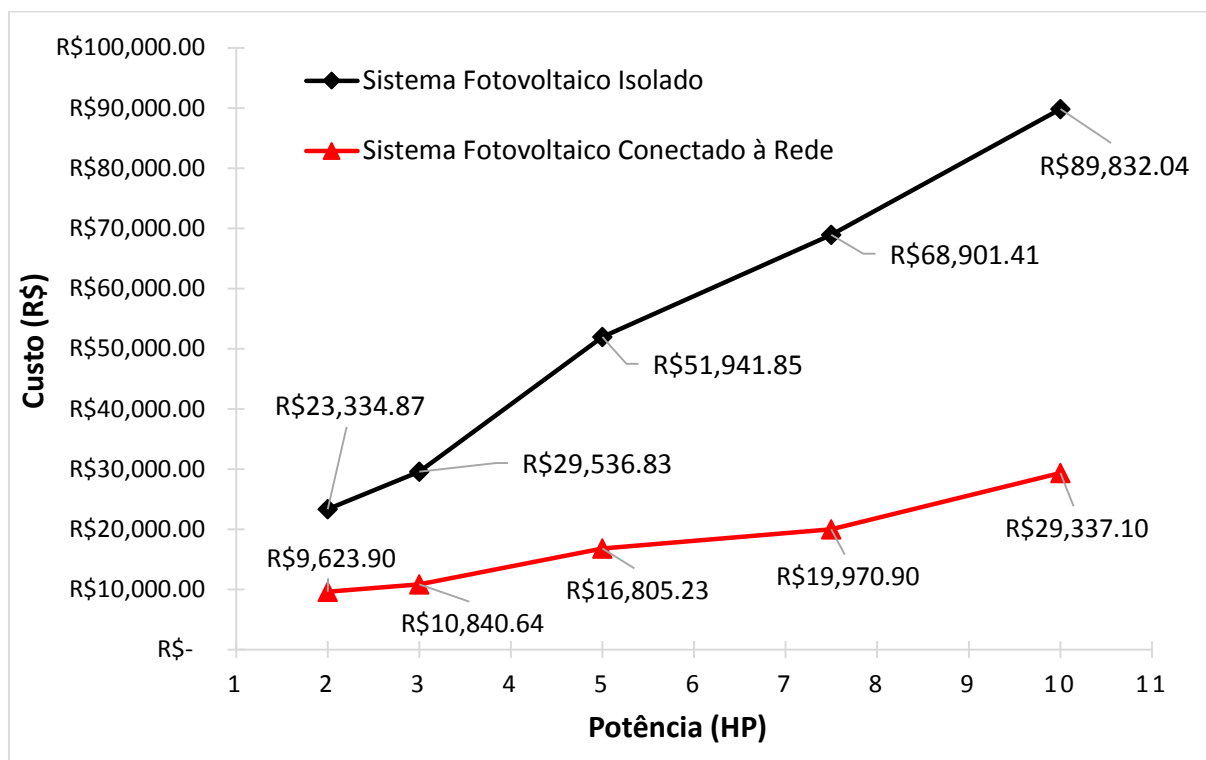
Tabela 9 – Os custos dos sistemas fotovoltaicos (Valor do Dólar 1USD=3,2102 Reais no dia 14 de janeiro do 2018).

Potência do compressor (HP)	2	3	5	7,5	10
Sistema Fotovoltaico Isolado	R\$ 23.334,87	R\$ 29.536,83	R\$ 51.941,85	R\$ 68.901,41	R\$ 89.832,04
Sistema Fotovoltaico conectado à rede	R\$ 9.623,90	R\$ 10.840,64	R\$ 16.805,23	R\$ 19.970,90	R\$ 29.337,10

Fonte: Autor.

Os custos para um sistema fotovoltaico isolado foram muito superiores aos sistemas fotovoltaicos conectados à rede. Essa diferença é devido à inclusão de baterias, que possuem custos elevados, também à necessidade de uma maior quantidade de módulos fotovoltaicos por ser independente da rede e o custo elevado dos inversores no mercado nacional, que contribuíram para o valor final. Uma das vantagens do sistema isolado é que o sistema gera energia elétrica para o funcionamento do tubo de vórtice em locais onde a rede elétrica não está disponível.

Gráfico 36 - Custo dos equipamentos fotovoltaicos (Valor do Dólar 1USD=3,2102 Reais no dia 14 de janeiro do 2018).



Fonte: Autor.

7 CONCLUSÕES

Neste estudo experimental, foram examinados e otimizados novos parâmetros geométricos para um tubo de vórtice operando em contrafluxo. Esses parâmetros foram a relação de comprimento-diâmetro (L/D), o diâmetro do bocal de entrada (d_e), o modo de injeção na câmara de vórtice e o número de bocais dos geradores de vorticidade (N). O objetivo foi de operar o tubo de vórtice nas pressões de 2, 3 e 4 bar, com fornecimento contínuo de ar e com a possibilidade de acionamento com um sistema fotovoltaico. O desempenho dos diferentes arranjos do tubo de vórtice foi avaliado pela diferença de temperaturas frias, o COP e a taxa de resfriamento do fluxo de ar na saída.

De acordo aos resultados experimentais, pode-se enunciar:

- a. A relação de comprimento-diâmetro (L/D), sendo uns dos parâmetros geométricos importante no projeto de um tubo de vórtice, apresentou melhores resultados para o valor de $L/D=40$. Houve uma maior diferença de temperatura fria e um melhor coeficiente de desempenho (COP) em comparação às relações $L/D=10,15, 20, 25, 30, 35$ e 45 para pressões de 2, 3 e 4 bar.
- b. As diferenças de temperatura quente e fria aumentaram quando foram considerados os efeitos da diminuição do número de bocais de entrada. Mas, se os bocais tivessem sido estudados separadamente, o aumento da pressão de entrada também aumentaria a diferença de temperatura. Os geradores de 1 e 7 bocais de entrada registraram as maiores e menores diferenças de temperatura quente e fria, respectivamente. O bocal de 3 entradas apresentou a mais alta taxa de refrigeração, embora sua separação de temperatura fria fosse baixa.
- c. O desempenho do tubo de vórtice foi melhor quando foram usados geradores com bocais de entradas de tipo convergente com relação de

1,9, e com uma relação de diâmetro frio $\frac{d_f}{D} = 0,5$, de acordo com os resultados de Rafiee e Rahimi (2013).

- d. O modo de injeção de ar tangencial ofereceu maiores diferenças de temperatura quentes e frias e um melhor coeficiente de desempenho (COP) em comparação com o modo de injeção de ar radial convencional. Isso ocorreu por que o uso de uma injeção tangencial apresenta uma melhor disposição geométrica, favorecendo o fluxo com maior vorticidade na câmara e uma menor perda de pressão.
- e. A entrada de $d_e = 7$ mm propiciou uma melhor diferença de temperatura quente e fria quando o tubo de vórtice trabalha nas pressões de 2 bar e 3 bar. Para a pressão de 4 bar, a dimensão mais adequada foi $d_e = 5,5$ mm. Pode-se ver também que a diferença de temperatura fria se torna independente do diâmetro à medida que a pressão de trabalho aumenta.

Foram selecionados os compressores de ar alternativos para as pressões de trabalho de 2, 3 e 4 bar , cujas potencias dimensionadas foram de 5 HP, 7,5 HP e 10 HP, respetivamente, tornando-se adequadas para o fornecimento contínuo de ar ao tubo de vórtice. Pelo levantamento de custo dos componentes fotovoltaicos, um sistema fotovoltaico conectado à rede apresentou um menor custo quando comparado ao sistema fotovoltaico isolado, mas este último pode ser indicado para lugares onde a rede elétrica não está disponível.

REFERÊNCIAS

- ABINEE. **Propostas para inserção da energia solar fotovoltaica na matriz elétrica Brasileira**. São Paulo: Associação Brasileira da Indústria Elétrica e Eletrônica, 2012. 176 p.
- ALJUWAYHEL , N. F.; NELLIS, G. F.; KLEIN, S. A. Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model. **International Journal of Refrigeration**, Madison, v. 28, p. 442–450, Dic. 2005.
- ALMEIDA, M. P. **Qualificação de sistema fotovoltaico conectado à rede**. Dissertação (Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Energia) – EP / FEA / IEE / IF - Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 1-173. 2012.
- ARAGÃO, T. S. X. D. **Aperfeiçoamento experimental de um tubo de vórtice para acionamento por sistema solar fotovoltaico**. Dissertação (mestrado) - Centro de Tecnologia, Universidade Federal de Ceará. Fortaleza, p. 1-90. 2016.
- ATTALLA, M. et al. An experimental study of nozzle number on Ranque Hilsch counter-flow vortex tube. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Qena, v. 82, p. 381–389, Nov. 2017.
- AVCI, M. The effects of nozzle aspect ratio and nozzle number on the performance of the Ranque–Hilsch vortex tube. **Applied Thermal Engineering**, p. 302–308, 2013.
- AYDIN, O.; BAKI, M. An experimental study on the design parameters of a counterflow vortex tube. **Energy**, Trabzon, v. 31, p. 2763–2772, Out. 2006.
- AYRFUL. Tubos vortex. **Aplicación: Enfriamiento de una soldadura por ultrasonido**, 21 Novembro 2014. Disponível em: <<http://blog.ayrful.com.ar/?p=627>>. Acesso em: 15 Abr. 2017.
- BAGHDAD, M. et al. Numerical study of energy separation in a vortex tube with different RANS models. **International Journal of Thermal Sciences**, p. 2377-2385, 2011.
- BEHERA, U. et al. CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque–Hilsch vortex tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Bangalore, v. 48, p. 1961–1973, Mar. 2005.
- BENEDITO, R. D. S. **Caracterização da geração distribuída de eletricidade por meio de sistemas fotovoltaicos conectados à rede, no Brasil sob os aspectos técnicos, econômico e regulatório**. Dissertação (Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Energia) - EP - FEA - IEE - IF da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 1-110. 2009.
- BENEDITO, R. S.; ZILLES, R. Caracterização da produção eletricidade por meio de sistemas fotovoltaicos conectados à rede no Brasil. **Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente**, São Paulo, v. 13, 2009.
- BOVAND, M. et al. Numerical analysis of the curvature effects on Ranque–Hilsch vortex tube refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, Semnan, v. 65, n. 1-2, p. 176–183, Abr. 2014.

BRAGA, R. P. **Energia Solar Fotovoltaica - Fundamentos e Aplicações**. Monografia (Graduação em Engenharia Elétrica) - Escola politécnica, Universidade Federal de Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, p. 1-88. 2008.

CALM, J. M. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. **International Journal of Refrigeration**, Woodleaf Lane, v. 31, p. 1123-1133, Fev. 2008.

CEBECI, I.; KIRMACI, V.; TOPCUOGLU, U. The effects of orifice nozzle number and nozzle made of polyamide plastic and aluminum with different inlet pressures on heating and cooling performance of counter flow Ranque-Hilsch vortex tube: An experimental investigation. **International Journal of Refrigeration**, Balikesir, v. 72, p. 140-146, Dic. 2016.

COCKERILL, T. T. **Thermodynamics and fluid mechanics of a Ranque–Hilsch vortex tube**. Masters Thesis, University of Cambridge. England. 1995.

CUNHA, M. A. A. D. **Telemetria Autônoma sem Fios**. Dissertação (Mestrado - Ciclo de estudos integrados conducentes ao grau de Mestre em Engenharia Eletrônica Industrial e Computadores) - Escola de Engenharia, Universidade do Minho. Azurém, p. 1-153. 2014.

DINCER, K. *et al.* Experimental investigation of the performance of a Ranque–Hilsch vortex tube with regard to a plug located at the hot outlet. **International Journal of Refrigeration**, Konya, v. 32, p. 87–94, Jun. 2009.

DINCER, K.; BASKAYA, S.; UYSAL, B. Z. Experimental investigation of the effects of length to diameter ratio and nozzle number on the performance of counter flow Ranque–Hilsch vortex tubes. **Heat and Mass Transfer**, Ankara, v. 44, p. 367-373, Mar. 2007.

EIAMSA-ARD, S.; PROMVONGE, P. Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Bangkok, v. 12, p. 1822–1842, Mar. 2008.

EIAMSA-ARD, S. Experimental investigation of energy separation in a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube with multiple inlet snail entries. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Bangkok, v. 37, p. 637–643, Mar. 2010.

EPE. **Inserção da geração fotovoltaica distribuída no Brasil – Condicionantes e Impactos**. Ministério de Minas e Energia. Rio de Janeiro, p. 1-64. 2014.

FARIA JR., H.; TRIGOSO, F.; CAVALCANTI,. Review of distributed generation with photovoltaic grid connected systems in Brazil: Challenges and prospects. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, São Paulo, v. 75, p. 469-475, Ago. 2017.

FINDER. Guia para aplicação de Dispositivos de Proteção contra Surtos - DPS, 2012. Disponível em: <http://www.instalacoeseltricas.com/Findernet/download/section/PDFs/guia-dps.pdf>. Acesso em: 25 jun. 2017.

GAO, C. M. *et al.* Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. **Cryogenics**, Eindhoven, v. 45, n. 3, p. 173-183, Mar. 2005.

GTES. **Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos**. Rio de Janeiro: CEPEL - DTE - CRESESB, 2014. Disponível em: <http://www.redemulhersustentabilidade.org.br/Acervo/Manual_de_Engenharia_FV_2014.pdf>. Acesso em: 17 Mai. 2017.

GULYAEV, A. I. Ranque effect at low temperatures. **Journal of Engineering Physics and Thermophysics**, Inzhenerno, v. 9, n. 3, p. 242-244, Set. 1965.

H. SAIDI, M.; S. VALIPOUR, M. Experimental modeling of vortex tube refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, Tehran, v. 23, p. 1971-1980, Abr. 2003.

HAMDA, O. M.; ALSAYYED, B.; ELNAJJAR, E. Nozzle parameters affecting vortex tube energy separation performance. **Heat and Mass Transfer**, Heidelberg, v. 49, n. 4, p. 533–541, Abr. 2013.

HAMDAN, M. O. *et al.* Experimental analysis on vortex tube energy separation performance. **Heat Mass Transfer**, Al-Ain, v. 47, p. 1637–1642, Jun. 2011.

HILSCH, R. The use of expansion of gases in a centrifugal field as a cooling process. **The Review of Scientific Instruments**, Erlangen, v. 18, n. 2, p. 108–113, Fev. 1947.

IEA. Technology Roadmap: Solar Photovoltaic Energy, Paris, p. 1-46, 2014. Disponível em: <<http://www.iea.org/termsandconditionsuseandcopyright/>>. Acesso em: 17 Janeiro 2017.

IIR. **The Role of Refrigeration in the Global Economy**. International Institute of Refrigeration. França, p. 1-16. 2015.

IM, Y. S.; YU, S. S. Effects of geometric parameters on the separated air flow temperature of a vortex tube for design optimization. **Energy**, Daejeon, v. 37, p. 154-160, Set. 2012.

JARDIM, C. D. S. **A inserção da geração solar fotovoltaica em alimentadores urbanos enfocados a redução do pico de demanda diurno**. Dissertação (Mestrado - Pós-Graduação em Engenharia Civil) - PPGEC da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 1-166. 2007.

KIRMACI, V. Exergy analysis and performance of a counter flow Ranque–Hilsch vortex tube having various nozzle numbers at different inlet pressures of oxygen and air. **International Journal of Refrigeration**, Bartin, v. 32, n. 7, p. 1626-1633, Nov. 2009.

LINHARES, A. R. Fundamentos, conversão e viabilidade técnico-econômica do sistema de geração fotovoltaico. **Energia Solar**, p. 1-88, 2016. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=wiVIDAAAQBAJ>>. Acesso em: 23 jun. 2017.

MANIMARAN, R. Computational analysis of flow features and energy separation in a counter-flow vortex tube based on number of inlets. **Energy**, Tamilnadu, v. 123, p. 564–578, Mar. 2017.

MARKAL, B.; AYDIN, O.; AVCI, M. An experimental study on the affect of the valve angle of counter-flow Raque-Hilsch vortex tubes on thermal energy separation. **Experimental thermal fluid Science**, Trabzon, v. 34, p. 966-971, Fev. 2010.

MARTYNOVSKII, V. S.; ALEKSEEV, V. P. Investigation of the Vortex Thermal Separation Effect for. **Sov Phys-tech Phys.**, v. 26, n. 2, p. 2233–2243, 1957.

MAURYA, R. S.; BHAVSAR, K. Y. Energy and Flow Separation in the Vortex Tube : A Numerical Investigation. **International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering (IJTARME)**, v. 2, n. 3, p. 2319–3182, 2013.

MOHAMMADI, S.; FARHADI, F. Experimental analysis of a Ranque-Hilsch vortex tube for optimizing nozzle numbers and diameter. **Applied Thermal Engineering**, Tehran, v. 61, p. 500-506, Ago. 2013.

NEX FLOW. Nex Flow Air Products Corp. **Tubos vortex frigid-X**, 15 Fevereiro 2017. Disponivel em: <<http://pdf.directindustry.es/pdf/nex-flow-air-products-corp/tubos-vortex-frigid-x/54188-517379.html>>. Acesso em: 24 Abr. 2017.

NEX FLOW. Nex Flow Air Products Corp. **Enfriador de gabinete frigid-X**, 2017. Disponivel em: <<http://pdf.directindustry.es/pdf/nex-flow-air-products-corp/enfriador-gabinetes-frigid-x/54188-517383.html>>. Acesso em: 23 Abr. 2017.

NEX FLOW. Nex Flow Air Products Corp. **Enfriamiento de herramientas Frigid-X**, 13 Fevereiro 2017. Disponivel em: <<http://pdf.directindustry.es/pdf/nex-flow-air-products-corp/sistema-refrigeracion-herramientas-frigid-x/54188-517381.html>>. Acesso em: 25 Abr. 2017.

NIMBALKAR, S. U.; MULLER, M. R. An experimental investigation of the optimum geometry for the cold end orifice of a vortex tube. **Applied Thermal Engineering**, New Jersey, v. 29, p. 509–514, Mar. 2009.

PINAR, A. M.; ULUER, O.; KIRMACI, V. Optimization of counter flow Ranque–Hilsch vortex tube performance using Taguchi method. **International Journal of Refrigeration**, Turgutlu-Manisa, v. 32, n. 6, p. 1487–1494, Set. 2009.

PROMVONGE, ; EIAMSA-ARD, S. Investigation on the Vortex Thermal Separation in a Vortex Tube Refrigerator. **Science Asia**, Bangkok, v. 31, p. 215-223, Abr. 2005.

RAFIEE, S. E.; RAHIMI, M. Experimental study and three-dimensional (3D) computational fluid dynamics (CFD) analysis on the effect of the convergence ratio, pressure inlet and number of nozzle intake on vortex tube performance Validation and CFD optimization. **Energy**, Urmia, v. 63, p. 195-204, Out. 2013.

RAFIEE, S. E.; SADEGHIAZAD. Experimental and 3D CFD investigation on heat transfer and energy separation inside a counter flow vortex tube using different shapes of hot control valves. **Applied Thermal Engineering**, Urmia, v. 110, p. 648–664, Ago. 2017.

RÜTHER, R. **Edifícios Solares Fotovoltaicos**. Primeira. ed. Florianópolis: UFSC / LABSOLAR, v. I, 2004. ISBN 85-87583-04-2.

SAMPAIO, P. G. V.; GONZÁLEZ, M. O. A. Photovoltaic solar energy: Conceptual framework. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Rio Grande do Norte, v. 74, p. 590-601, Jul. 2017.

SARBU, I. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. **International Journal of Refrigeration**, Timisoara, v. 46, p. 123-141, Mai. 2014.

SHARMA, T. K.; RAO, G. A. P.; MURTHY, K. M. Numerical Analysis of a Vortex Tube: A Review. **Arch Computat Methods Eng**, Barcelona, v. 24, p. 251–280, Jan. 2017.

SIECKERA, J.; KUSUKANA, K.; NUMBI, B. P. A review of solar photovoltaic systems cooling technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Bloemfontein, v. 79, p. 192-203, Nov. 2017.

SILVA, G. M. A. D. M. E. **Dimensionamento, construção e realização de testes de desempenho de um Tubo de Vórtice que opere em baixas pressões para acionamento por energia solar**. Dissertação (mestrado) - Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará. Fortaleza, p. 1-92. 2012.

SILVA, N. F. **Compressores Alternativos Industriais: Teoria e Prática**. 1. ed. Rio de Janeiro: Interciência, v. I, 2009.

SILVA, O. C. D. **Sistema de refrigeração por tubos de Ranque – Hilsch com abastecimento de instalação de ar comprimido para alimentação com fonte solar fotovoltaica**. Dissertação (mestrado) – Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará. Fortaleza, p. 1-88. 2014.

SINGH, P. K. et al. An experimental performance evaluation of vortex tube. **Thapar Institute of Engineering of Techonology**, Patiala, v. 84, p. 149–153, Jan. 2004.

STEPHAN, K. et al. An investigation of energy separation in a vortex tube. **Int. J. Heat Mass Transfer.**, Stuttgart, v. 26, n. 3, p. 341-348, Fev. 1982.

SUBUDHI, S.; SEN, M. Review of Ranque-Hilsch vortex tube experimentals using air. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Roorkee, v. 52, p. 172-178, Ago. 2015.

THAKARE, H. R.; PAREKH, A. D. Computational analysis of energy separation in counter—flow vortex tube. **Energy**, Gujarat, v. 85, p. 62–77, Jun. 2015.

TOLMASQUIM, M. T. **Energia Renovável: Hidráulica, Biomassa, Eólica, Solar, Oceânica**. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética (EPE), 2016. ISBN 978-85-60025-06-0.

VALIPOUR, M. S.; NIAZI, N. Experimental modeling of a curved Ranque Hilsch vortex tube refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, Semnan, v. 34, p. 1109-1116, Fev. 2011.

WANDERLEY, A. C. F.; CAMPOS, A. L. P. S. Perspectivas de inserção da energia solar fotovoltaica na geração de energia elétrica No Rio Grande do Norte. **Holos**, Rio Grande do Norte, v. 3, p. 1-12, Jul. 2013.

WANG, Z. *et al.* Experimental study on channel characteristic and refrigerating effect in vortex tubes. **Power and Energy Engineering Conference (APPEEC)**, Luoyang, Mar. 2010. ISSN 2157-4839.

WESTLEY, R. **Optimum design of a vortex tube for achieving large temperature drop ratios**. The College of Aeronautics Cranfield. Cranfield, p. 1-31. 1955.

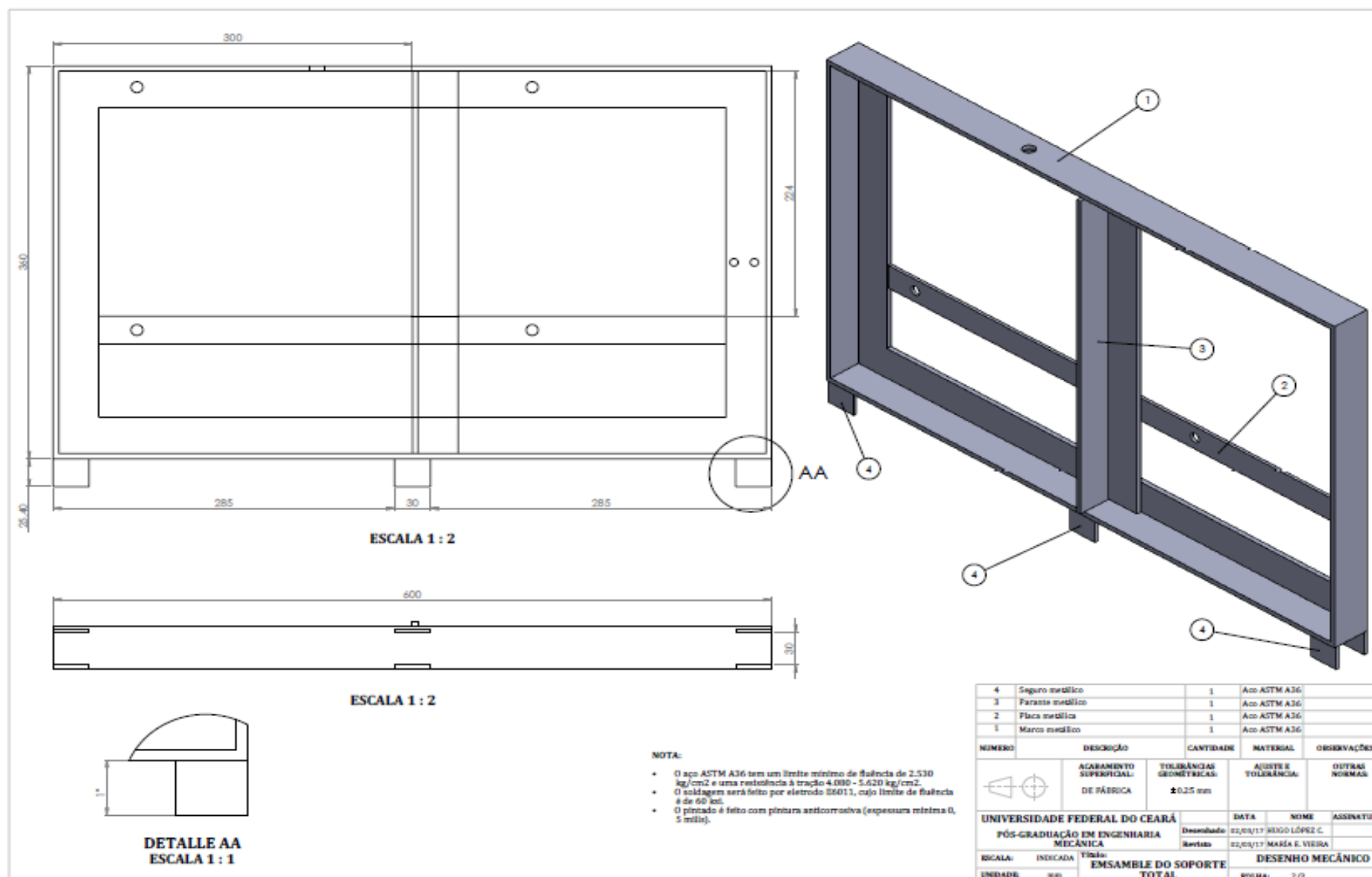
YILMAZ, M. *et al.* A review on design criteria for vortex tubes. **Heat and Mass Transfer**, Erzurum, v. 45, p. 613–632, Out. 2008.

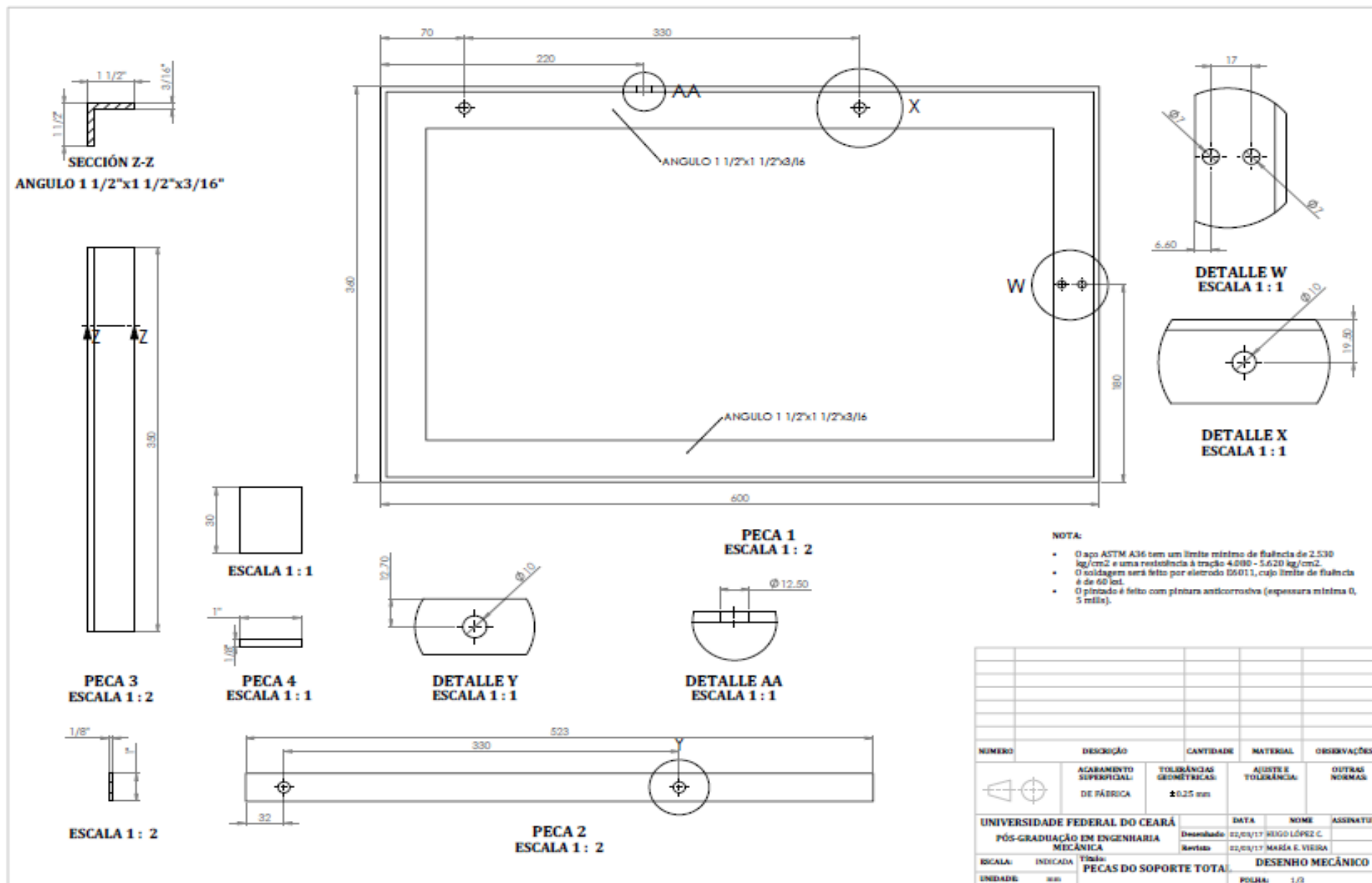
ZILLES, R. *et al.* **Sistemas fotovoltaicos conectados à rede elétrica**. São Paulo: Oficina de Textos, v. 1, 2012. ISBN 978-85-7975-052-6.

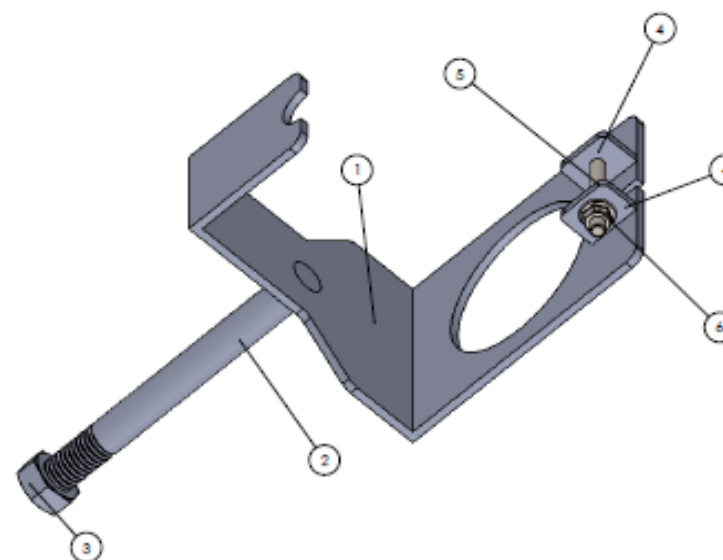
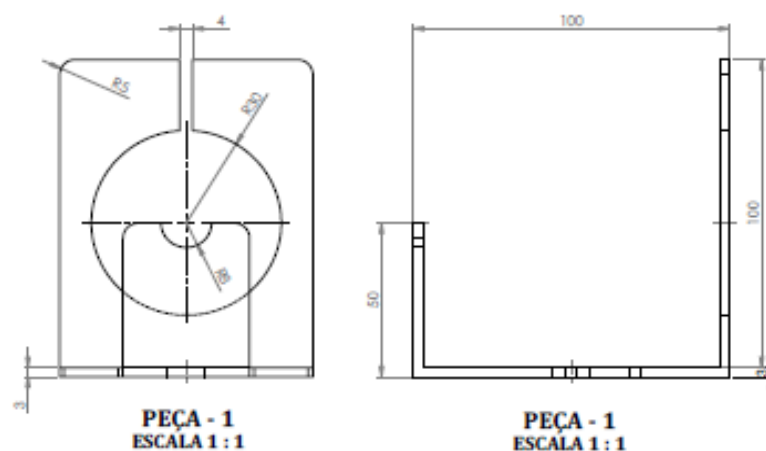
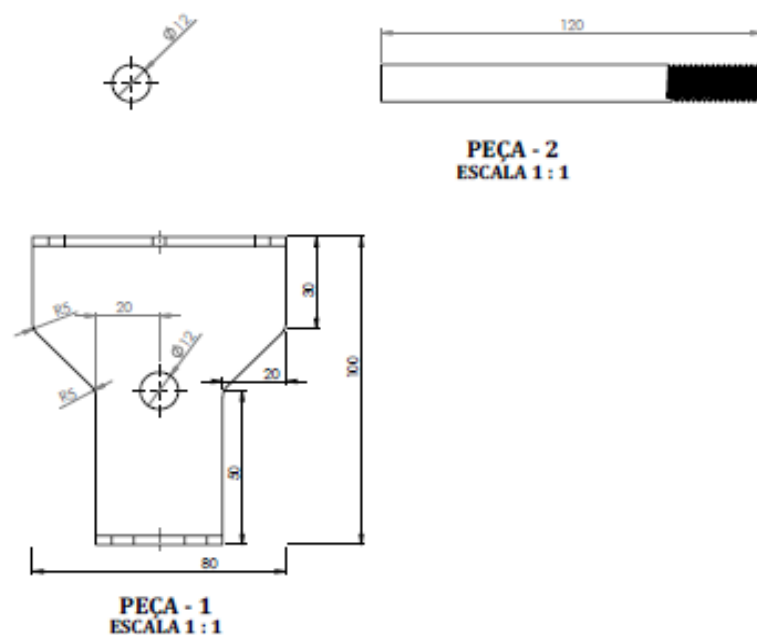
ZOMER, C. D. **Megawatt Solar: geração solar fotovoltaica integrada a uma edificação inserida em meio urbano e conectada à rede elétrica. Estudo de caso: Edifício Sede da Eletrosul, Florianópolis - Santa Catarina**. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 1-177. 2010.

APÊNDICE

APÊNDICE A – DESENHO DO SUPORTE ESTRUTURAL.



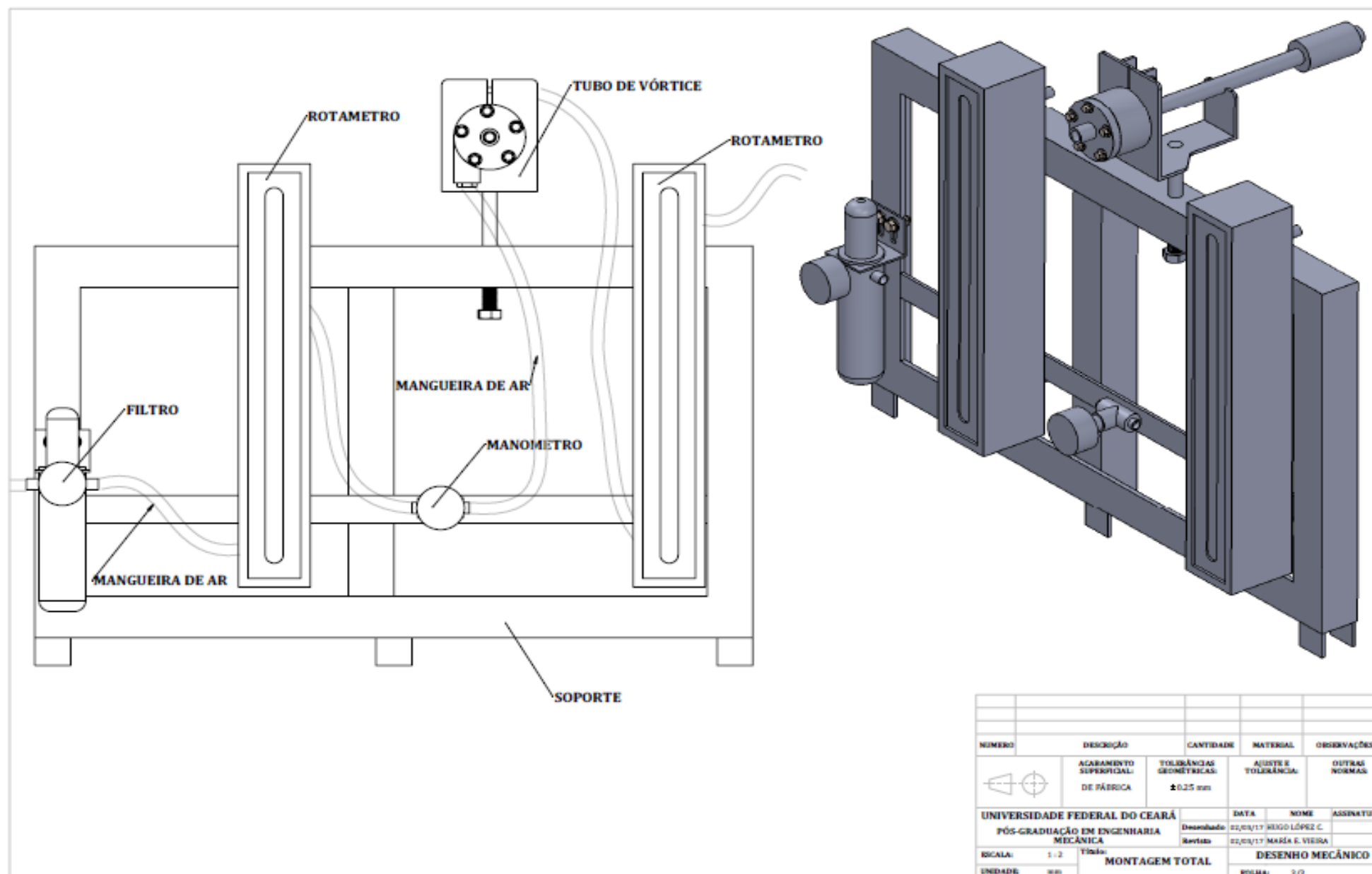




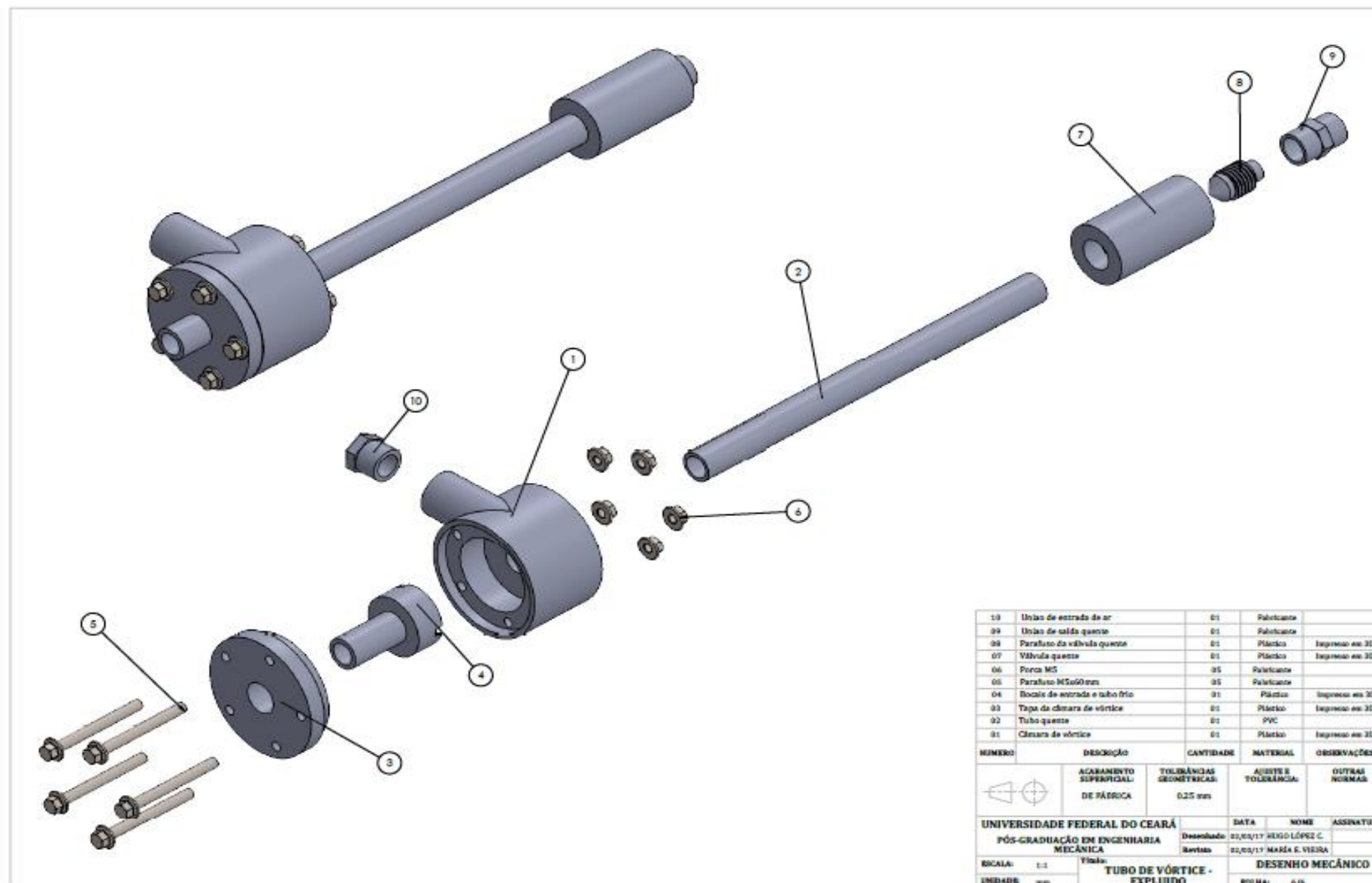
NOTA:

- O aço ASTM A36 tem um limite mínimo de fluência de 2.530 kg/cm² e uma resistência à tração 4.000 - 5.620 kg/cm².
- O soldagem será feita por eletrodo E6011, cujo limite de fluência é de 60 ksi.
- Um parafuso de dimensão 12x30 está justado por soldagem ao base metálica.
- O pintado é feito com pintura anticorrosiva (espessura mínima 0,5 mils).

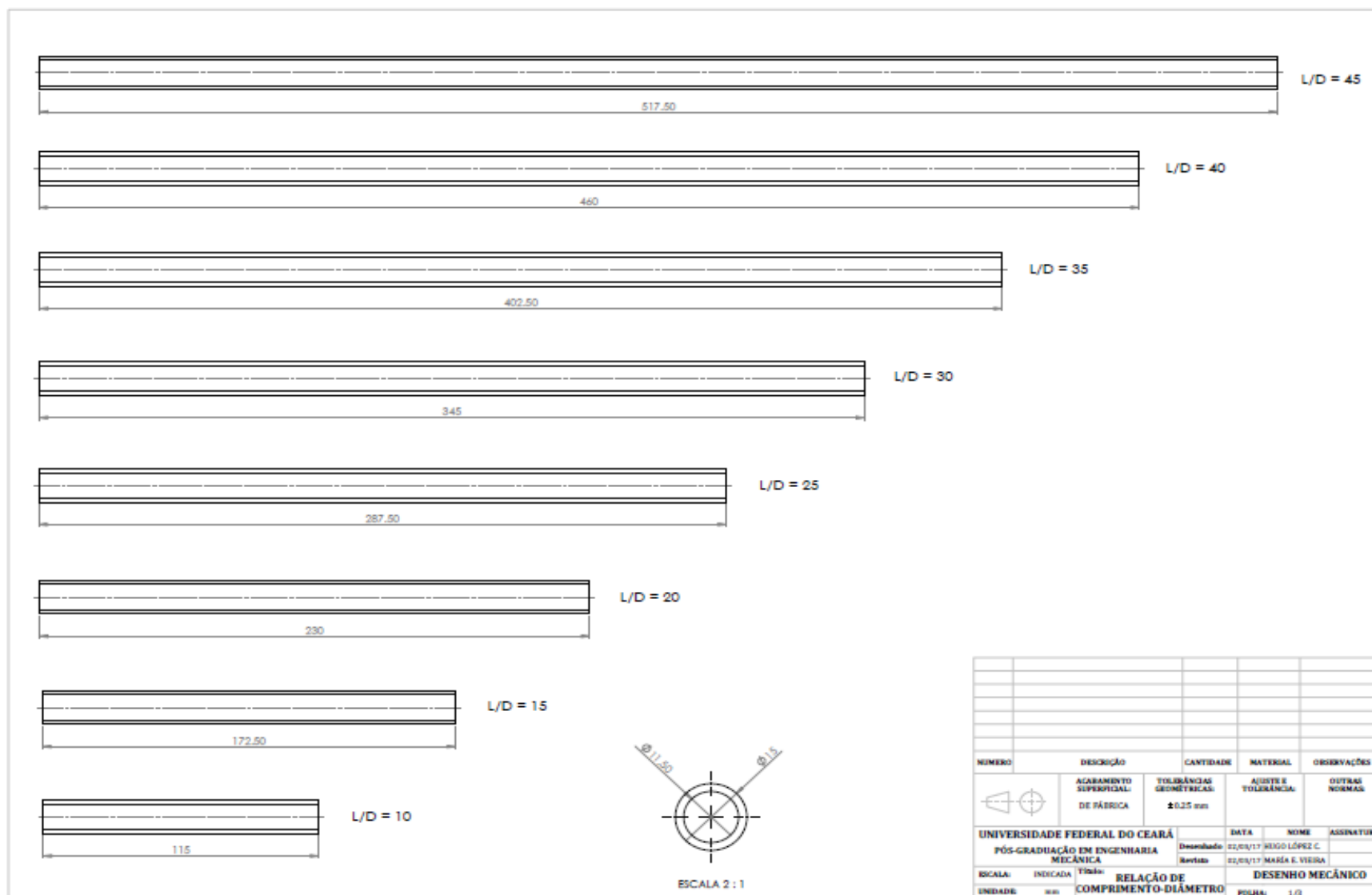
06	Porca M5	01	Fabricante	
05	Parafuso M5x50 mm	01	Fabricante	
04	Orelha de metal - chapa de 1/8"	02	Aço ASTM A36	
03	Porca M12	01	Fabricante	
02	Placa metálica - Diam. 12mm	01	Aço ASTM A36	
01	Soporte tubo de vórtice - chapa de 1/8"	01	Aço ASTM A36	
NÚMERO	DESCRIÇÃO	CANTIDADE	MATERIAL	OBSERVAÇÕES
	ACABAMENTO SUPERFICIAL:	TOLERÂNCIAS GEOMÉTRICAS:	AJUSTE E TOLERÂNCIA:	OUTRAS NORMAS:
	DE FÁBRICA	±0.25 mm		ASTM SSPC AWS
UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ			DATA	NOME ASSINATURA
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA			Desenhado 22/03/17	RIGGO LÓPEZ C.
Revisado 22/03/17			MARIA S. VIEIRA	
ESCALA:	INDICADA	Visto:	DESENHO MECÂNICO	
UNIDADE:	MM		SOPORTE PARA TUBO DE VÓRTICE	
			FOLHA 1/1	

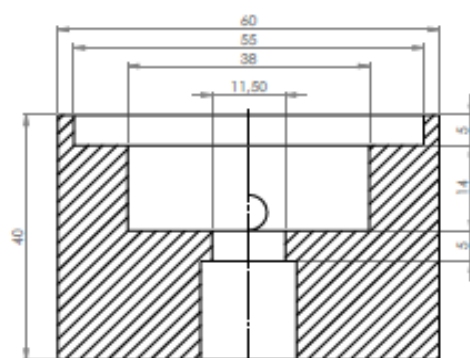
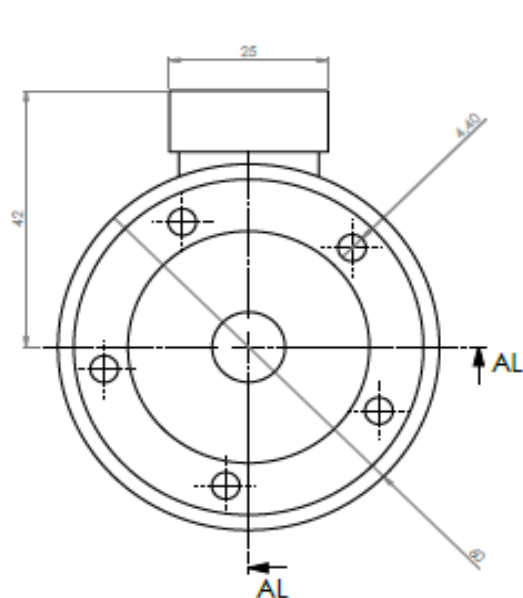


APÊNDICE B - DESENHO EXPLODIDO DO TUBO DE VÓRTICE.

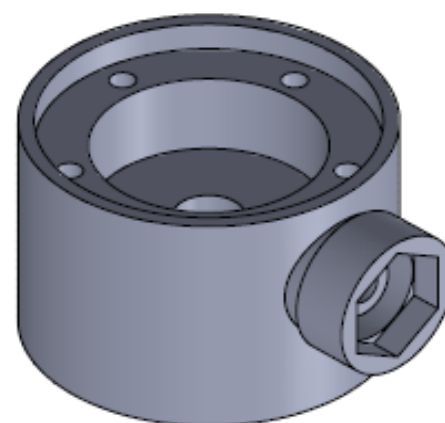
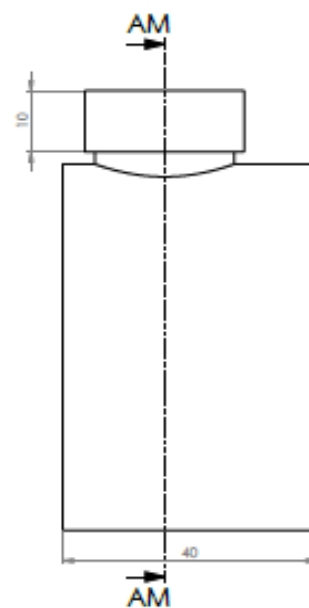
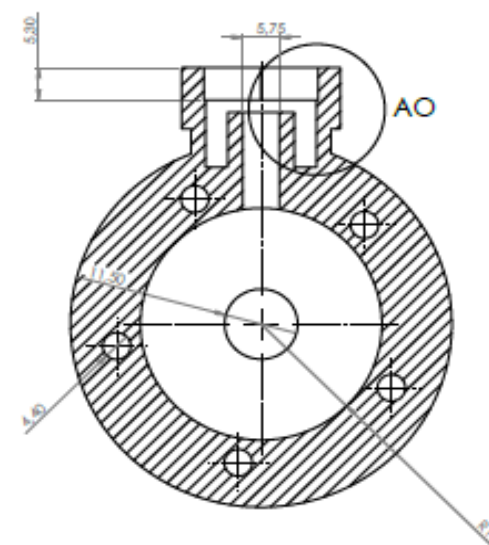


APÊNDICE C - DIMENSÕES DO TUBO QUENTE.

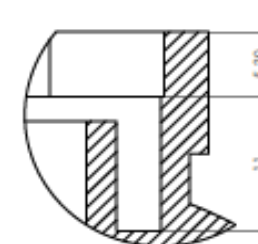




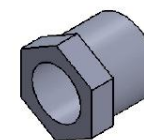
SECTION AL-AL

PEÇA - 1
ESCALA 2 : 1

SECTION AM-AM

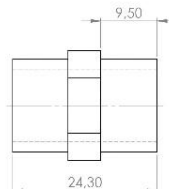
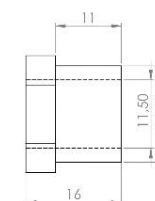
DETAIL AO
SCALE 4 : 1

ACABAMENTO SUPERFICIAL: DE FÁBRICA		TOLERÂNCIAS GEOMÉTRICAS: 0.15 mm	AJUSTE E TOLERÂNCIA:	OUTRAS NORMAS
UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ		DATA	NOME	ASSINATURA
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA		Desenhado	02/03/17	BRUNO LÓPEZ C.
Revisado		02/03/17	MARIA S. VIEIRA	
RISCADO	INDICADA	Título:	DESENHO MECÂNICO	
UNIDADE:	mm	CÂMERA DO TUBO DE VÓRTICE-RADIAL	FOUR:	1/5



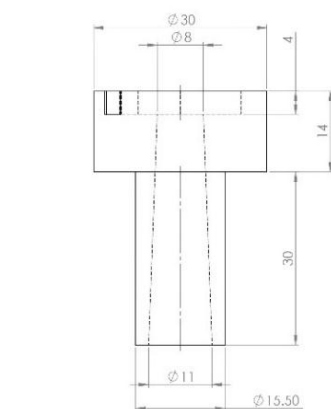
PEÇA - 3
ESCALA 2 : 1

PEÇA - 10
ESCALA 2 : 1

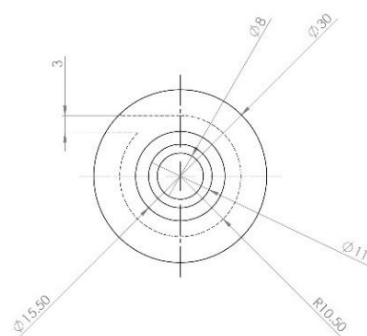


PEÇA - 9
ESCALA 2 : 1

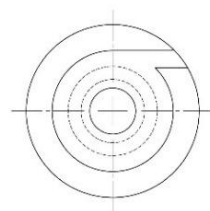
APÊNDICE E - DESENHOS DOS GERADORES DE VORTICIDADE.



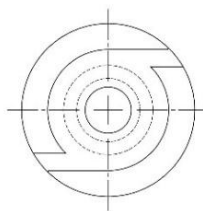
ESCALA 2 : 1



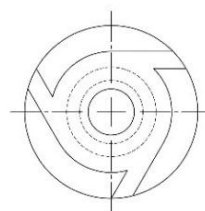
ESCALA 2 : 1



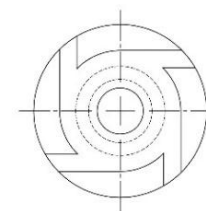
1 ENTRADA



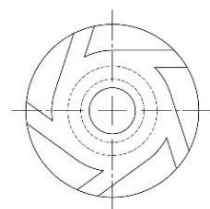
2 ENTRADAS



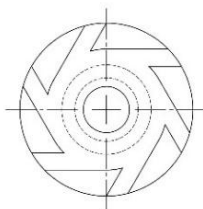
3 ENTRADAS



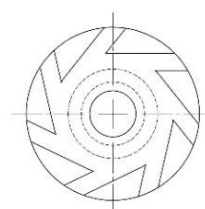
4 ENTRADAS



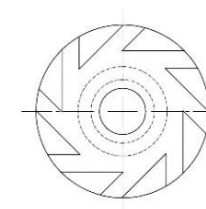
5 ENTRADAS



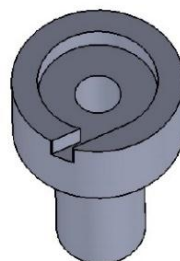
6 ENTRADAS



7 ENTRADAS

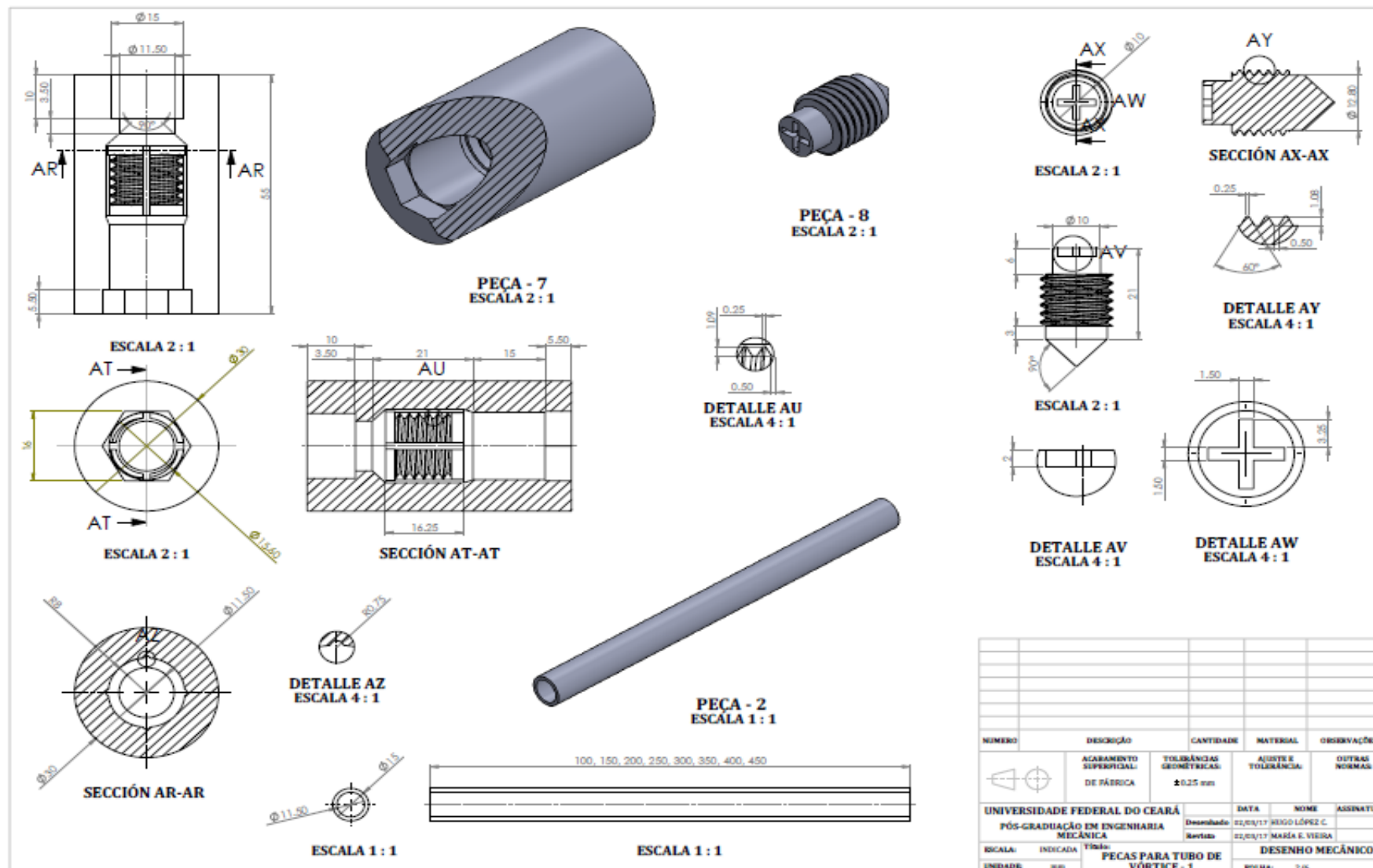


8 ENTRADAS



ESCALA 2 : 1

APÊNDICE F - DESENHOS DA VÁLVULA DE CONTROLE QUENTE.



APÊNDICE G – CALIBRAÇÃO DE TERMOPARES

Nesta pesquisa necessitou-se de dados confiáveis para garantir a sua credibilidade, por conseguinte, os instrumentos de medição utilizados devem estar devidamente calibrados para um uso adequado.

Para o uso apropriado do registrador de dados de temperatura RS-232C da marca OMEGA® é necessário realizar a calibração dos termopares tipo K, por que são muito sensíveis a mudanças de temperatura abaixo e acima de 0°C. Compara-se a temperatura de um termômetro de mercúrio de 0°C a 110°C com o registrado no aparelho digital onde estão ligados os termopares tipo K. Os dois foram inseridos em um aquecedor elétrico fervendo, conseguindo registrar 5 pontos de temperatura ao diminuir continuamente na faixa de 100°C a 60°C. Depois foi obtido o coeficiente de correlação linear.

Figura 45 - Configuração do sistema experimental.



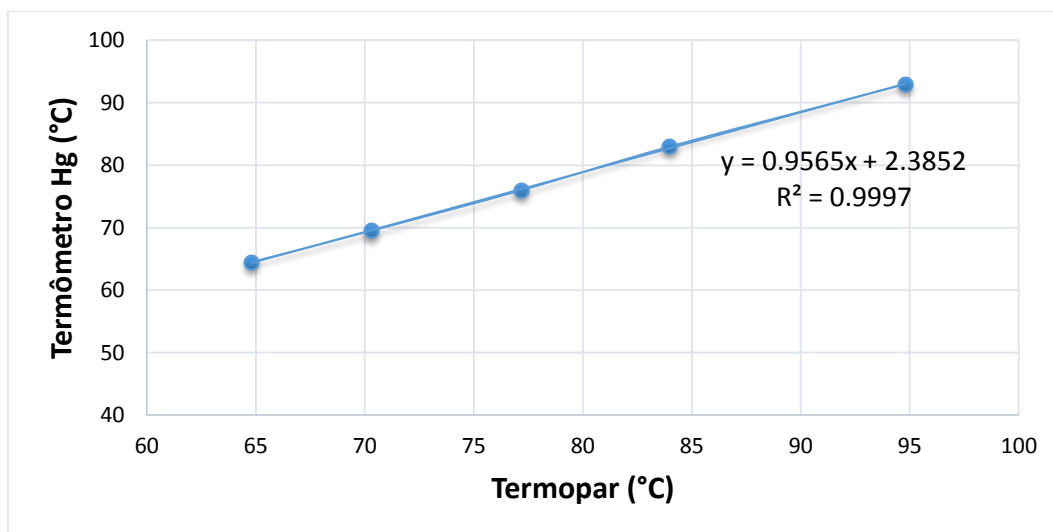
Fonte: Autor.

Tabela 10 - Dados de calibração do termopar “tipo K” N° 1.

Termopar (°C)	Termômetro Hg (°C)
94,8	93
84	83
77,2	76
70,3	69,5
64,8	64,5

Fonte: Autor.

Figura 46 - Calibração do termopar “tipo K” N° 1.



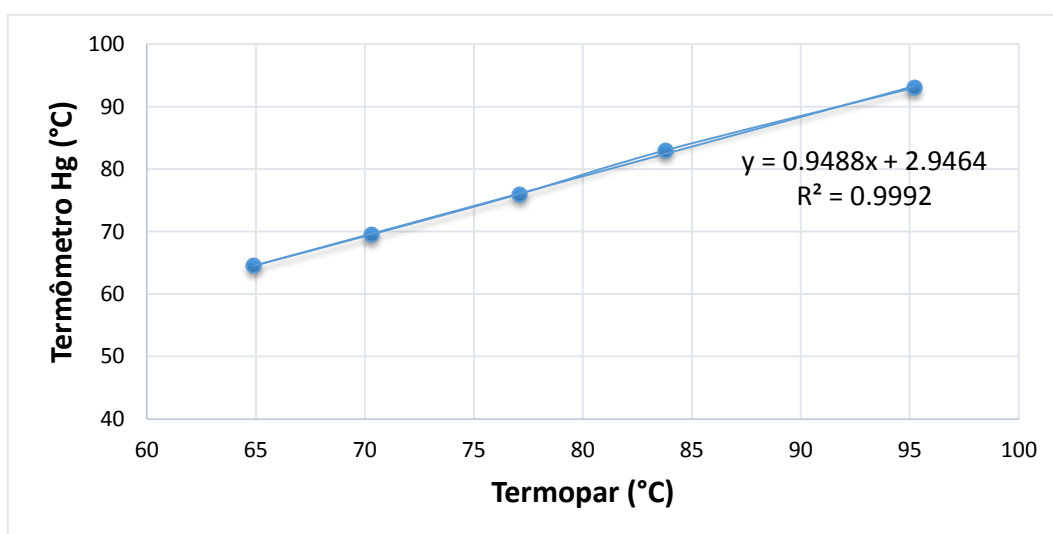
Fonte: Autor.

Tabela 11 - Dados de calibração do termopar “tipo K” N° 2.

Termopar (°C)	Termômetro Hg (°C)
95,2	93
83,8	83
77,1	76
70,3	69,5
64,9	64,5

Fonte: Autor.

Figura 47 - Calibração do termopar “tipo K” N° 2.



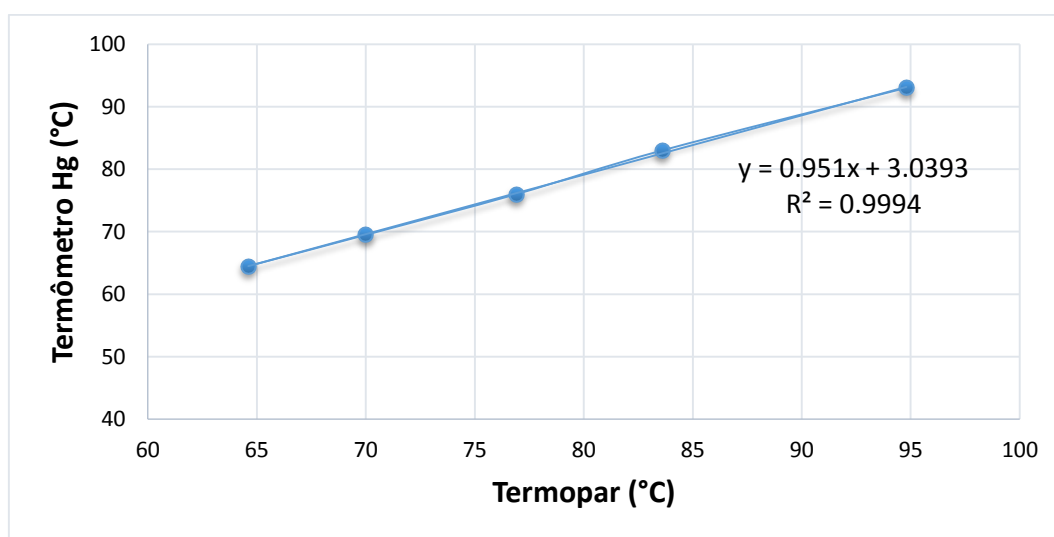
Fonte: Autor.

Tabela 12 - Dados de calibração do termopar “tipo K” N° 3.

Termopar (°C)	Termômetro Hg (°C)
94,8	93
83,6	83
76,9	76
70	69,5
64,6	64,5

Fonte: Autor.

Figura 48 - Calibração do termopar “tipo K” N° 3.



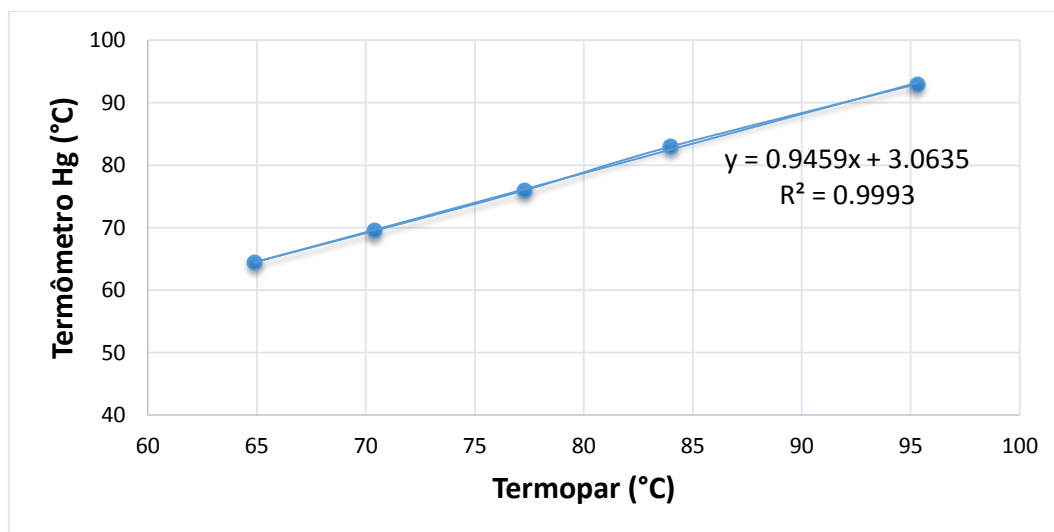
Fonte: Autor.

Tabela 13 - Dados de calibração do termopar “tipo K” N° 4.

Termopar (°C)	Termômetro Hg (°C)
95,3	93
84	83
77,3	76
70,4	69,5
64,9	64,5

Fonte: Autor.

Figura 49 - Calibração do termopar “tipo K” N° 4.



Fonte: Autor.

APÊNDICE H – PLANILHA DE CÁLCULO PARA UM SISTEMA FOTOVOLTAICO CONECTADO À REDE (ON-GRID)

I. Para um compressor alternativo de 5 HP.

Descrição	Cálculo
Cálculo do consumo médio diário	$\dot{W} = 3730 \text{ W}$ $H = 3 \text{ horas/dia}$ $E_{ca} = 11,19 \text{ kWh/dia} \rightarrow \text{Equação (15)}$
Cálculo da potência do painel fotovoltaico	$HSP_{MA} = 5,84 \text{ horas}$ $TD = 0,7 \rightarrow (\text{Para condições de radiação do Brasil})$ $P_{FV} = 2,74 \text{ kW} \rightarrow \text{Equação (29)}$
Dimensionamento do inversor	$FDI = 1,05$ $P_{Nca} = 3,0 \text{ kW} \rightarrow \text{Equação (30)}$
Número de módulos	$P_{mp} = 260 \text{ Wp} \rightarrow (\text{Potência pico do módulo})$ $N^{\circ} \text{ Módulos} = \frac{P_{FV}}{P_{mp}} = \frac{2737}{260} \approx 11$ $N^{\circ} \text{ Módulos} = 11$ $V_{ISPPM \max} = 800 \text{ V}$ $V_{ISPPM \min} = 150 \text{ V}$ $V_{mpTmax} = 25,6 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (19)}$ $V_{mpTmin} = 41,9 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (20)}$ $6 < N^{\circ} \text{ Módulos}_{serie} < 19 \rightarrow \text{Equação (31)}$ $N^{\circ} \text{ Módulos}_{serie} = 11$ $I_{imax} = 16 \text{ A}$ $I_{SC} = 8,43 \text{ A}$ $N^{\circ} \text{ Módulos}_{paralelo} = 1 \rightarrow \text{Equação (32)}$
Dimensionamento de cabos	$\checkmark$ Para corrente contínua: $L_M = 10 \text{ m}$ $I_{FI} = 11,25 \text{ A}$ $V_{MPP} = 30,2 \text{ V}$ $\sigma_{Cu} = 56 \frac{\text{m}}{\Omega * \text{mm}^2}$ $A_{Tp} = 1,21 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$ $\checkmark$ Para corrente alternada: $L_{ca} = 5 \text{ m}$ $I_{Nca} = 4,56 \text{ A} \rightarrow \text{Equação (33)}$ $\cos\varphi = 1$ $V_N = 380 \text{ V}$ $A_{Tp} = 0,06 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (34)}$

II. Para um compressor alternativo de 7,5 HP.

Descrição	Cálculo
Cálculo do consumo médio diário	$\dot{W} = 5593 \text{ W}$ $H = 3 \text{ horas/dia}$ $E_{ca} = 16,78 \text{ kWh/dia} \rightarrow \text{Equação (15)}$
Cálculo da potência do painel fotovoltaico	$HSP_{MA} = 5,84 \text{ horas}$ $TD = 0,71 \rightarrow (\text{Para condições de radiação do Brasil})$ $P_{FV} = 4,03 \text{ kW} \rightarrow \text{Equação (29)}$
Dimensionamento do inversor	$FDI = 1,05$ $P_{Nca} = 4,5 \text{ kW} \rightarrow \text{Equação (30)}$
Número de módulos	$P_{mp} = 270 \text{ Wp} \rightarrow (\text{Potência pico do módulo})$ $N^{\circ} \text{ Módulos} = \frac{P_{FV}}{P_{mp}} = \frac{4030}{270} \approx 15$ $N^{\circ} \text{ Módulos} = 15$ $V_{ISPPM \max} = 800 \text{ V}$ $V_{ISPPM \min} = 150 \text{ V}$ $V_{mpTmax} = 26,3 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (19)}$ $V_{mpTmin} = 43 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (20)}$ $6 < N^{\circ} \text{ Módulos}_{serie} < 18 \rightarrow \text{Equação (31)}$ $N^{\circ} \text{ Módulos}_{serie} = 7 \text{ e } 8$ $I_{imax} = 16 \text{ A}$ $I_{SC} = 8,65 \text{ A}$ $N^{\circ} \text{ Módulos}_{paralelo} = 2 \rightarrow \text{Equação (32)}$
Dimensionamento de cabos	✓ Para corrente contínua: $L_M = 20 \text{ m}$ $I_{FI} = 11,61 \text{ A}$ $V_{MPP} = 31,2 \text{ V}$ $\sigma_{Cu} = 56 \frac{\text{m}}{\Omega * \text{mm}^2}$ $A_{Tp} = 1,48 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$ ✓ Para corrente alternada: $L_{ca} = 5 \text{ m}$ $I_{Nca} = 6,84 \text{ A} \rightarrow \text{Equação (33)}$ $\cos\varphi = 1$ $V_N = 380 \text{ V}$ $A_{Tp} = 0,093 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (34)}$

III. Para um compressor alternativo de 10 HP.

Descrição	Cálculo
Cálculo do consumo médio diário	$\dot{W} = 7457 \text{ W}$ $H = 3 \text{ horas/dia}$ $E_{ca} = 22,37 \text{ kWh/dia} \rightarrow \text{Equação (15)}$
Cálculo da potência do painel fotovoltaico	$HSP_{MA} = 5,84 \text{ horas}$ $TD = 0,71 \rightarrow (\text{Para condições de radiação do Brasil})$ $P_{FV} = 5,37 \text{ kW} \rightarrow \text{Equação (29)}$
Dimensionamento do inversor	$FDI = 1,05$ $P_{Nca} = 5 \text{ kW} \rightarrow \text{Equação (30)}$
Número de módulos	$P_{mp} = 270 \text{ Wp} \rightarrow (\text{Potência pico do módulo})$ $N^{\circ} \text{ Módulos} = \frac{P_{FV}}{P_{mp}} = \frac{5374}{270} \approx 20$ $N^{\circ} \text{ Módulos} = 20$ $V_{ISPPM \max} = 800 \text{ V}$ $V_{ISPPM \min} = 150 \text{ V}$ $V_{mpTmax} = 26,3 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (19)}$ $V_{mpTmin} = 43 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (20)}$ $13 < N^{\circ} \text{ Módulos}_{serie} < 18 \rightarrow \text{Equação (31)}$ $N^{\circ} \text{ Módulos}_{serie} = 10 \text{ e } 10$ $I_{imax} = 16 \text{ A}$ $I_{SC} = 8,65 \text{ A}$ $N^{\circ} \text{ Módulos}_{paralelo} = 2 \rightarrow \text{Equação (32)}$
Dimensionamento de cabos	✓ Para corrente contínua: $L_M = 35 \text{ m}$ $I_{FI} = 11,61 \text{ A}$ $V_{MPP} = 31,2 \text{ V}$ $\sigma_{Cu} = 56 \frac{\text{m}}{\Omega * \text{mm}^2}$ $A_{Tp} = 2,58 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$ ✓ Para corrente alternada: $L_{ca} = 5 \text{ m}$ $I_{Nca} = 7,6 \text{ A} \rightarrow \text{Equação (33)}$ $\cos\varphi = 1$ $V_N = 380 \text{ V}$ $A_{Tp} = 0,103 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (34)}$

APÊNDICE J – PLANILHA DE CÁLCULO PARA UM SISTEMA FOTOVOLTAICO ISOLADO (OFF-GRID)

IV. Para um compressor alternativo de 5 HP.

Descrição	Cálculo
Cálculo da carga diária	$\dot{W} = 3730 \text{ W}$ $H = 3 \text{ horas/dia}$ $E_{ca} = 11,19 \text{ kWh/dia} \rightarrow \text{Equação (15)}$
Cálculo da energia ativa diária	$\eta_{bat} = 0,86$ $\eta_{inv} = 0,95$ $E = 13,70 \text{ kWh/dia} \rightarrow \text{Equação (16)}$
Cálculo da potência do painel fotovoltaico	$HSP_4 = 4,76 \text{ h/dia} \rightarrow (\text{abril mês mais crítico})$ $Red_1 = 0,75$ $Red_2 = 0,9$ $P_{FV} = 4262,82 \text{ W} \rightarrow \text{Equação (17)}$
Cálculo do número de módulos	$P_{mp} = 325 \text{ Wp} \rightarrow (\text{Potência pico do módulo})$ $N^\circ \text{ Módulos} = \frac{P_{FV}}{P_{mp}} = \frac{4262,82}{325} \approx 14$ $N^\circ \text{ Módulos} = 14$ $V_{SPPM \max} = 150 \text{ V}$ $V_{SPPM \min} = 48 \text{ V}$ $V_{mpTmax} = 31,7 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (19)}$ $V_{mpTmin} = 51,6 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (20)}$ $1,52 < N^\circ \text{ Módulos}_{serie} < 2,91 \rightarrow \text{Equação (18)}$ $N^\circ \text{ Módulos}_{serie} = 2$ $N^\circ \text{ Módulos}_{paralelo} = 7 \rightarrow \text{Equação (21)}$
Dimensionamento do banco de baterias	$n = 2 \text{ dias}$ $P_d = 0,8$ $CB_{C20} = 34241,13 \text{ Wh} \rightarrow \text{Equação (22)}$ $V_{sist} = 48 \text{ V}$ $CBI_{C20} = 713,36 \text{ Ah} \rightarrow \text{Equação (23)}$ $CBI_{batC20} = 220 \text{ Ah}$ $N^\circ \text{ Baterias paralelo} = 4 \rightarrow \text{Equação (24)}$ $V_{bat} = 12 \text{ V}$ $N^\circ \text{ Baterias série} = 4 \rightarrow \text{Equação (25)}$

Dimensionamento do controlador de carga	$I_{SC} = 9,24 \text{ A}$ $I_C = 161,70 \text{ A} \rightarrow \text{Equação (26)}$ $I_{ctl} = 40 \text{ A}$ Nº Controladores_{paralelo} $\approx 4 \rightarrow \text{Equação (27)}$
Dimensionamento do inversor	$P_{inv} > P_m$ $P_{inv} = 10 \text{ kW} \rightarrow (\text{Capaz de suportar a corrente de partida ou potência pico})$
Dimensionamento dos cabos	✓ Para cabos das fileiras: $L_{M1} = 10 \text{ m}$ $I_{FI} = 11,6 \text{ A}$ $V_{MPP} = 37,6 \text{ V}$ $\sigma_{Cu} = 56 \frac{\text{m}}{\Omega * \text{mm}^2}$ $A_{Tp1} = 5,49 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$ ✓ Para cabos entre o controlador e as baterias: $L_{M2} = 5 \text{ m}$ $I_{max\ctl} = 40 \text{ A}$ (Intensidade máxima do controlador) $V_{max\ctl} = 150 \text{ V}$ (Tensão máxima do controlador) $A_{Tp2} = 4,76 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$ ✓ Para cabos entre o controlador e o inversor: $L_{M3} = 3 \text{ m}$ $V_{inv} = 48 \text{ V}$ (Tensão de entrada do inversor) $A_{Tp3} = 7,81 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$

V. Para um compressor alternativo de 7,5 HP.

Descrição	Cálculo
Cálculo da carga diária	$\dot{W} = 5593 \text{ W}$ $H = 3 \text{ horas/dia}$ $E_{ca} = 16,78 \text{ kWh/dia} \rightarrow \text{Equação (15)}$
Cálculo da energia ativa diária	$\eta_{bat} = 0,86$ $\eta_{inv} = 0,95$ $E = 20,54 \text{ kW/dia} \rightarrow \text{Equação (16)}$
Cálculo da potência do painel fotovoltaico	$HSP_4 = 4,76 \text{ h/dia} \rightarrow (\text{abril mês mais crítico})$ $Red_1 = 0,75$ $Red_2 = 0,95$ $P_{FV} = 6391,66 \text{ W} \rightarrow \text{Equação (17)}$

Cálculo do número de módulos	$P_{mp} = 325 \text{ Wp} \rightarrow (\text{Potência pico do módulo})$ $N^{\circ} \text{ Módulos} = \frac{P_{FV}}{P_{mód}} = \frac{6391,66}{325} \approx 20$ $N^{\circ} \text{ Módulos} = 20$ $V_{SPPM \max} = 150 \text{ V}$ $V_{SPPM \min} = 48 \text{ V}$ $V_{mpTmax} = 31,7 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (19)}$ $V_{mpTmin} = 51,6 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (20)}$ $1,52 < N^{\circ} \text{ Módulos}_{\text{serie}} < 2,91 \rightarrow \text{Equação (18)}$ $N^{\circ} \text{ Módulos}_{\text{serie}} = 2$ $N^{\circ} \text{ Módulos}_{\text{paralelo}} = 10 \rightarrow \text{Equação (21)}$
Dimensionamento do banco de baterias	$n = 2 \text{ dias}$ $P_d = 0,8$ $CB_{C20} = 51341,03 \text{ Wh} \rightarrow \text{Equação (22)}$ $V_{\text{sist}} = 48 \text{ V}$ $CBI_{C20} = 1069,60 \text{ Ah} \rightarrow \text{Equação (23)}$ $CBI_{\text{bat}C20} = 220 \text{ Ah}$ $N^{\circ} \text{ Baterias paralelo} = 5 \rightarrow \text{Equação (24)}$ $V_{\text{bat}} = 12 \text{ V}$ $N^{\circ} \text{ Baterias série} = 4 \rightarrow \text{Equação (25)}$
Dimensionamento do controlador de carga	$I_{SC} = 9,24 \text{ A}$ $I_C = 231 \text{ A} \rightarrow \text{Equação (26)}$ $I_{ctl} = 40 \text{ A}$ $N^{\circ} \text{ Controladores}_{\text{paralelo}} \approx 5 \rightarrow \text{Equação (27)}$
Dimensionamento do inversor	$P_{inv} > P_m$ $P_{inv} = 15 \text{ kW} \rightarrow (\text{Capaz de suportar a corrente de partida ou potência pico})$
Dimensionamento de cabos	✓ Para cabos das fileiras: $L_{M1} = 15 \text{ m}$ $I_{FI} = 11,6 \text{ A}$ $V_{MPP} = 37,6 \text{ V}$ $\sigma_{Cu} = 56 \frac{\text{m}}{\Omega * \text{mm}^2}$ $A_{Tp1} = 8,23 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$

✓ Para cabos entre o controlador e as baterias:
$L_{M2} = 8 \text{ m}$
$I_{\max \text{ctl}} = 40 \text{ A}$ (Intensidade máxima do controlador)
$U_{\max \text{clt}} = 150 \text{ V}$ (Tensão máxima do controlador)
$A_{Tp2} = 7,62 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$
✓ Para cabos entre o controlador e o inversor:
$L_{M3} = 3 \text{ m}$
$V_{\text{inv}} = 48 \text{ V}$ (Tensão de entrada do inversor)
$A_{Tp3} = 7,81 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$

VI. Para um compressor alternativo de 10 HP.

Descrição	Cálculo
Cálculo da carga diária	$\dot{W} = 7457 \text{ W}$ $H = 3 \text{ horas/dia}$ $E_{ca} = 22,37 \text{ kWh/dia} \rightarrow \text{Equação (15)}$
Cálculo da energia ativa diária	$\eta_{\text{bat}} = 0,86$ $\eta_{\text{inv}} = 0,95$ $E = 27,38 \text{ kWh/dia} \rightarrow \text{Equação (16)}$
Cálculo da potência do painel fotovoltaico	$HSP_4 = 4,76 \text{ h/dia} \rightarrow (\text{abril mês mais crítico})$ $Red_1 = 0,75$ $Red_2 = 0,95$ $P_{FV} = 8522,22 \text{ W} \rightarrow \text{Equação (17)}$
Cálculo do número de módulos	$P_{mp} = 325 \text{ Wp} \rightarrow (\text{Potência pico do módulo})$ $N^\circ \text{ Módulos} = \frac{P_{FV}}{P_{mp}} = \frac{8522,22}{270} \approx 32$ $N^\circ \text{ Módulos} = 32$ $V_{SPPM \max} = 150 \text{ V}$ $V_{SPPM \min} = 48 \text{ V}$ $V_{mpTmax} = 26,3 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (19)}$ $V_{mpTmin} = 43 \text{ V} \rightarrow \text{Equação (20)}$ $1,83 < N^\circ \text{ Módulos}_{\text{serie}} < 3,49 \rightarrow \text{Equação (18)}$ $N^\circ \text{ Módulos}_{\text{serie}} = 2$ $N^\circ \text{ Módulos}_{\text{paralelo}} = 16 \rightarrow \text{Equação (21)}$

Dimensionamento do banco de baterias	$n = 2$ dias $P_d = 0,8$ $CB_{C20} = 68454,71 \text{ Wh} \rightarrow \text{Equação (22)}$ $V_{sist} = 48 \text{ V}$ $CBI_{C20} = 1426,14 \text{ Ah} \rightarrow \text{Equação (23)}$ $CBI_{bat_{C20}} = 220 \text{ Ah}$ Nº Baterias paralelo $\approx 6 \rightarrow \text{Equação (24)}$ $V_{bat} = 12 \text{ V}$ Nº Baterias série = 4 $\rightarrow \text{Equação (25)}$
Dimensionamento do controlador de carga	$I_{SC} = 9,29 \text{ A}$ $I_c = 231 \text{ A} \rightarrow \text{Equação (26)}$ $I_{ctl} = 40 \text{ A}$ Nº Controladores paralelo $\approx 8 \rightarrow \text{Equação (27)}$
Dimensionamento do inversor	$P_{inv} > P_m$ $P_{inv} = 20 \text{ kW} \rightarrow (\text{Capaz de suportar a corrente de partida ou potência pico})$
Dimensionamento de cabos	✓ Para cabos das fileiras: $L_{M1} = 20 \text{ m}$ $I_{FI} = 11,6 \text{ A}$ $V_{MPP} = 31,2 \text{ V}$ $\sigma_{Cu} = 56 \frac{\text{m}}{\Omega * \text{mm}^2}$ $A_{Tp1} = 9,97 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$ ✓ Para cabos entre o controlador e as baterias: $L_{M2} = 10 \text{ m}$ $I_{max\ctl} = 40 \text{ A}$ (Intensidade máxima do controlador) $U_{max\ctl} = 150 \text{ V}$ (Tensão máxima do controlador) $A_{Tp2} = 9,52 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$ ✓ Para cabos entre o controlador e o inversor: $L_{M3} = 3 \text{ m}$ $V_{inv} = 48 \text{ V}$ (Tensão de entrada do inversor) $A_{Tp3} = 7,81 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Equação (22)}$

ANEXO

ANEXO A: FOLHA DE CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO

OMEGA ENGINEERING INC.

PRESSURE TRANSDUCER FINAL CALIBRATION

0.00 - 100.00 PSIG
Excitation 28.000 Vdc

Job: WHS0001075 Serial: 102114D921
Model: PX309-100G5V Tested By: JP
Date: 3/30/2015 Temperature Range: -20 to +85 C
Calibrated: 0.00 - 100.00 PSIG Specfile: PX309-5V+=100G

Pressure PSIG	Unit Data Vdc
0.00	0.000
50.00	2.504
100.00	4.991
50.00	2.505
0.00	0.002
Balance	0.000 Vdc
Sensitivity	4.991 Vdc

ELECTRICAL LEAKAGE: PASS
PRESSURE CONNECTION/FITTING: 1/4-18 NPT Male
ELECTRICAL WIRING/CONNECTOR: BLACK = -EXC
WHITE = SIG
RED = +EXC

S/N	Description	Range	Reference	Cal Cert
0495/91-4	AUTO 50/500 PSI DRUC	0 - 100.00 PSIG	C-2508	C-2508
US37001431	AT34970 DMM	Unit Under Test	C-2445	C-2445

Q.A. Representative : *Jahn Picard*

Date: 3/30/2015

This transducer is tested to & meets published specifications. After final calibration our products are stored in a controlled stock room & considered in bonded storage. Depending on environment & severity of use factory calibration is recommended every one to three years after initial service installation date.

Omega Engineering Inc., One Omega Drive, Stamford, CT 06907
<http://www.omega.com> email: info@omega.com phone (800) 826-6342

ANEXO B - SISTEMA FOTOVOLTAICO SOLAR

Energia solar

A energia solar pode ser definida como aquela energia proveniente do Sol, seja na sua forma de calor (energia térmica) ou de luz (energia luminosa). A Terra recebe anualmente $1,5 \times 10^{18}$ kWh de energia solar em toda a sua superfície, o que corresponde a 10.000 vezes o consumo mundial de energia neste período (GTES, 2014).

Gerador Fotovoltaico

Por definição, o gerador fotovoltaico é um conversor estático que transforma a luz em eletricidade. Fisicamente corresponde a uma variedade de dispositivos capazes de realizar essa conversão, como são as células fotovoltaicas, os módulos fotovoltaicos ou algum tipo de combinação elétrica destes últimos. Para compreendê-lo melhor, é importante conhecer três conceitos.

Células fotovoltaicas

As células fotovoltaicas transformam a energia contida na radiação luminosa em energia elétrica através do efeito fotovoltaico, que ocorre quando um elétron salta para uma órbita mais externa em função da incidência de luz sobre a célula.

De acordo com a estrutura de ligação dos seus átomos, as células fotovoltaicas de Silício podem ser de tipo monocristalina e policristalina.

- **Silício Monocristalino**

O silício monocristalino (m-Si) é obtido a partir de um único cristal imerso em um banho de silício fundido de alto grau de pureza (99,9999%). Devido às perdas de material ocorridas neste processo, torna-se um produto caro. Células fotovoltaicas

fabricadas com este tipo de silício têm a melhor eficiência na transformação de energia solar em elétrica, da ordem de 18% (WANDERLEY e CAMPOS, 2013).

Figura 50 - Células de silício monocristalino.



Fonte: Adaptada de ABINEE (2012).

▪ Silício Policristalino

O silício policristalino (p-Si) diferencia-se do monocristalino pelo fato de que é obtido a partir da solidificação do silício fundido. Seu custo de produção é menor e seu rendimento é da ordem de 16% (WANDERLEY e CAMPOS, 2013).

Figura 51 - Células de silício policristalino.

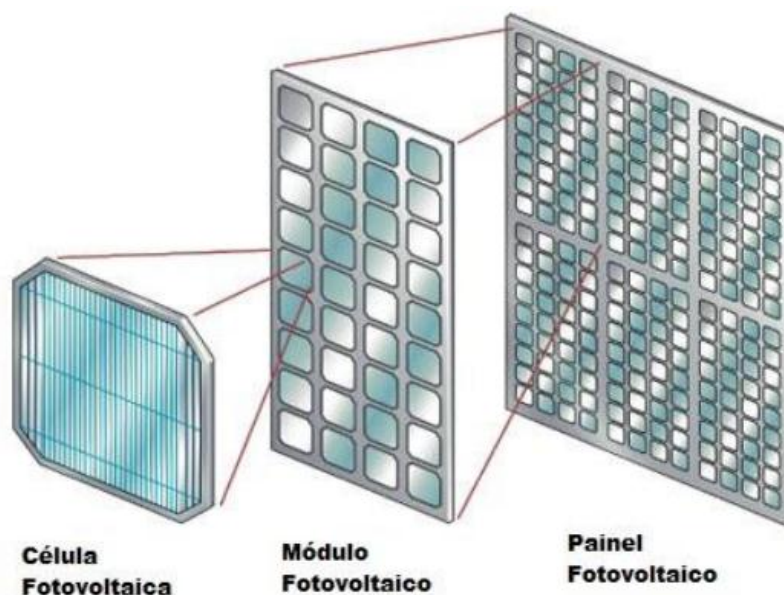


Fonte: Adaptada de ABINEE (2012).

Os Módulos Fotovoltaicos

A tensão de uma célula fotovoltaica é da ordem de 0,6 V para circuito aberto e 0,5 V para máxima potência. Como esses valores não são convenientes para a maioria das aplicações práticas, é comum associar várias células fotovoltaicas em série e, em seguida, encapsulá-las para protegê-las das intempéries, principalmente da umidade. Há casos em que duas ou mais dessas séries são associadas em paralelo para elevar a potência (pelo aumento da corrente). A esse conjunto de células fotovoltaicas ambientalmente protegidas dá-se o nome de módulo fotovoltaico (ALMEIDA, 2012). Esses módulos fotovoltaicos também podem ser agrupados, formando um conjunto de módulos ou também chamados de painel fotovoltaico. O número de células conectadas em um módulo, assim como o tipo de combinação, dependerá da tensão de utilização e da corrente elétrica desejada (CUNHA, 2014).

Figura 52 - Processo de hierarquia fotovoltaica.



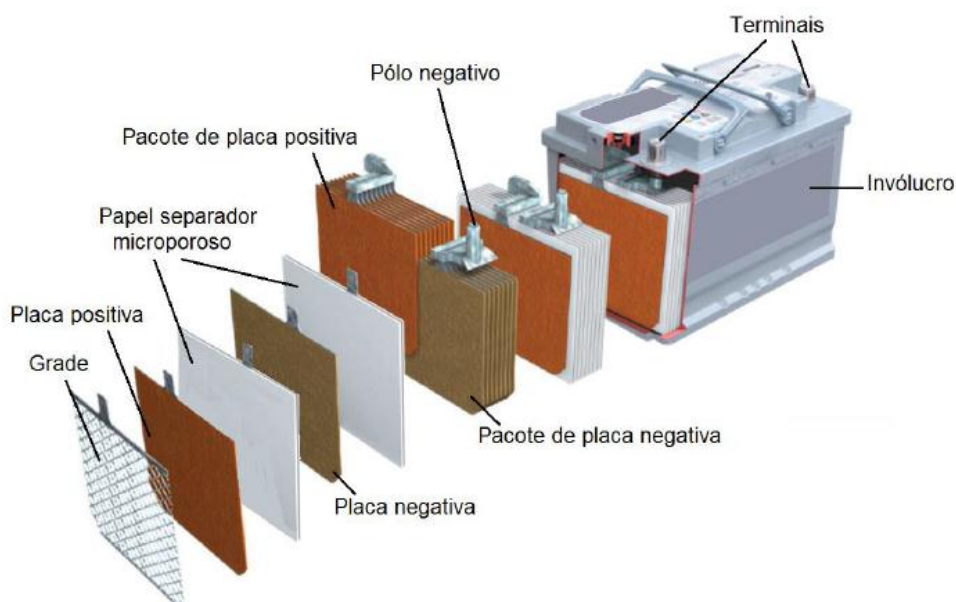
Fonte: Adaptada de Cunha (2014).

Baterias

A função das baterias em um sistema de geração fotovoltaico é acumular a energia produzida durante as horas de luminosidade a fim de poder ser utilizada à noite ou durante períodos prolongados de mau tempo. São capazes de transformar diretamente energia elétrica em energia potencial química e posteriormente converter,

diretamente, a energia potencial química em elétrica. Cada bateria é composta por um conjunto de células eletroquímicas ligadas em série obtendo-se a tensão elétrica desejada (LINHARES, 2016).

Figura 53 - Vista explodida mostrando as principais partes de uma célula eletroquímica.



Fonte: Adaptada de GETS (2014).

Controladores de carga

O controlador de carga é um equipamento que atua em corrente contínua e é utilizado nos sistemas fotovoltaicos isolados, que impede sobrecargas ou evita que a bateria se descarregue por completo nos períodos longos, sem insolação e de grande consumo, ou seja, evita que a bateria tenha uma descarga profunda (LINHARES, 2016).

Figura 54 - Controlador de carga.



Fonte: Adaptada de ABINEE (2012).

Inversores

A principal função de um inversor consiste em converter uma tensão de entrada CC proveniente dos módulos fotovoltaicos e baterias em uma tensão de saída de CA simétrica de amplitude e frequências desejadas. Os inversores são utilizados para alimentar uma carga isolada, mas também para interligar um gerador fotovoltaico à rede (BRAGA, 2008).

Figura 55 - Inversor de 5.000 W.



Fonte: Adaptada de Almeida (2012).

Condutores

Além dos equipamentos descritos anteriormente, existem outros equipamentos necessários ao bom desempenho do sistema fotovoltaico global. Nas subseções seguintes é feita uma breve descrição destes componentes.

Condutores de módulo ou de fileira

Estes são cabos condutores que têm a função de fazer a conexão elétrica entre os módulos individuais do gerador fotovoltaico e a caixa de junção do gerador, permitindo à corrente, produzida pelas células fotovoltaicas, que seja dirigida ao restante do sistema. Os condutores de polaridade positiva e negativa devem ser independentes e não devem ser agrupados lado a lado num só cabo (LINHARES, 2016).

Condutor principal CC

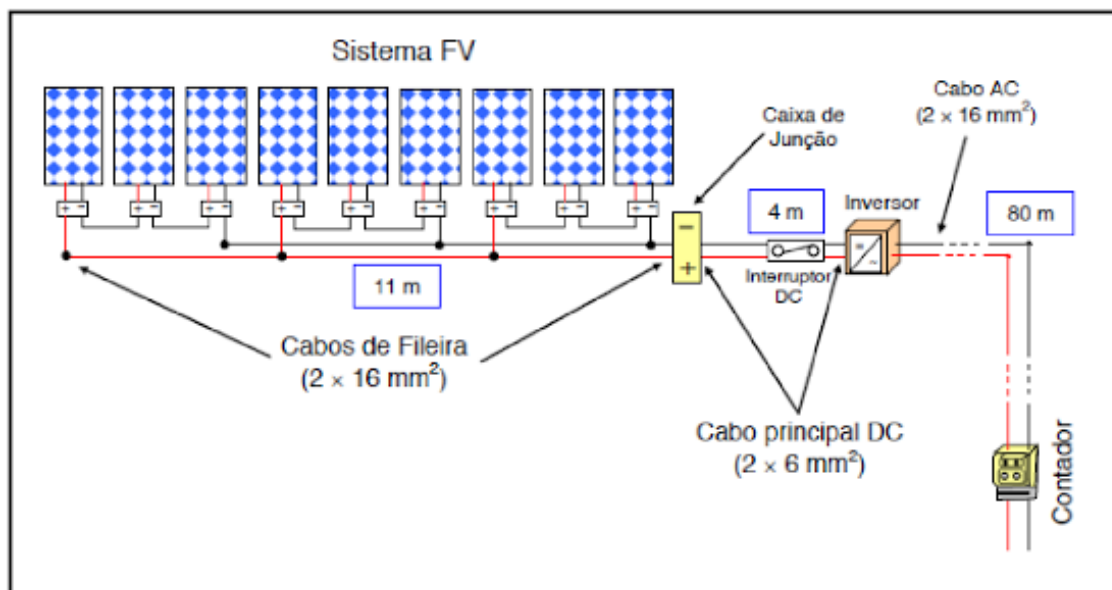
Este é o cabo que realiza a ligação entre a caixa de junção e o inversor. Estes cabos são sensíveis à radiação ultravioleta e, por esse motivo, o mais indicado é que a caixa de junção seja instalada em ambientes internos. Caso não haja essa opção, é necessário utilizar condutos para estes cabos para protegê-los de serem danificados (LINHARES, 2016).

Condutor de ligação CA

O condutor de ligação é o cabo que liga o inversor à rede elétrica, por meio de um equipamento de proteção. Os condutores elétricos, fios ou cabos, devem ser feitos de cobre, com isolamento (LINHARES, 2016).

Na Figura 56 tem-se um exemplo do esquema geral da instalação de um sistema fotovoltaico.

Figura 56 - Exemplo do esquema geral da instalação de um sistema fotovoltaico.



Fonte: Adaptada de Linhares (2016).

Dispositivo de proteção

Dispositivos de proteção CC

❖ Diodo de bloqueio e fusível

Para proteger a fileira do módulo do surgimento de correntes reversas, ou seja, ao invés de gerar corrente, o módulo passa a receber mais do que está produzindo. Essa corrente negativa pode causar queda na eficiência das células e, em casos mais complicados, a célula pode ser desconectada do arranjo causando assim a perda total do fluxo de energia do módulo. Para evitar esses transtornos, usa-se um diodo de bloqueio impedindo assim esse tipo de problema (LINHARES, 2016).

Já para proteger a fileira de módulos contra sobrecorrentes é colocado após o diodo de bloqueio um fusível que opera em CC. A corrente de fusão do fusível é calculada baseada na máxima corrente admissível no cabo de fileira, ou seja, a corrente de curto circuito (I_{CC}) do modulo fotovoltaico.

❖ Interruptor Principal CC

No caso de defeitos, manutenção e reparos, é necessário isolar o inversor do gerador fotovoltaico. Isso é feito com auxílio do interruptor principal CC. O interruptor principal CC deverá ter um poder de corte suficiente para permitir a abertura do circuito CC em condições de segurança. Deve também ser dimensionado para a tensão máxima em circuito aberto do gerador solar, bem como para a corrente máxima (LINHARES, 2016).

Dispositivo de proteção CA

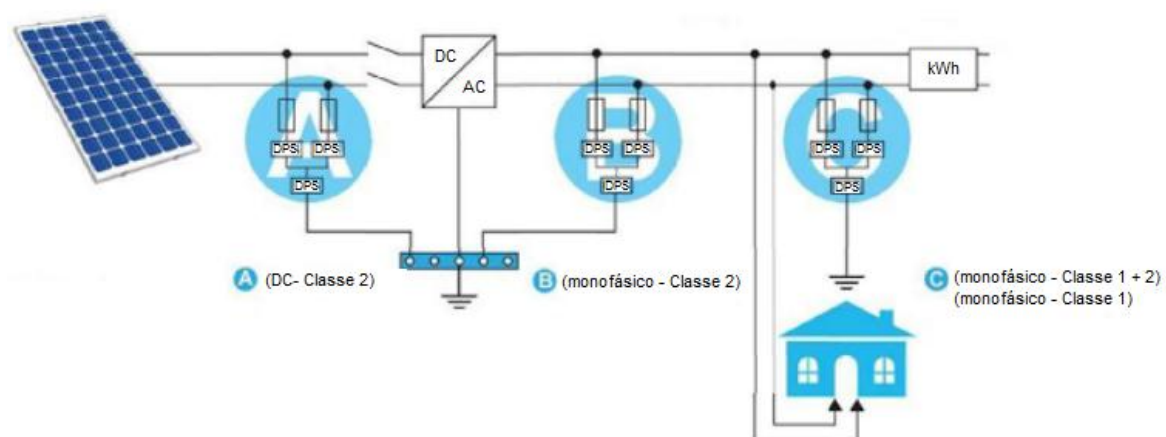
❖ Disjuntor Diferencial

Os disjuntores diferenciais são aparelhos de proteção sensíveis à corrente residual diferencial. Estes dispositivos “observam” a corrente que flui nos condutores de ida e de retorno do circuito elétrico. Os disjuntores devem ser dimensionados em função da corrente nominal, que deverá ser maior que a corrente nominal do circuito e menor que a corrente admissível pelo condutor (LINHARES, 2016).

Dispositivo de proteção contra surto

A utilização do DPS em uma instalação tem como propósito proteger as instalações elétricas e os equipamentos eletrônicos contra surtos, sobretensões ou transientes diretos ou indiretos, independentemente da origem: se por descargas atmosféricas ou por manobras da concessionária. Ao selecionar o DPS deve-se observar se o circuito é de corrente contínua ou alternada. Deve-se observar também a tensão máxima de sua conexão. No circuito CC do gerador fotovoltaico isso corresponde à tensão máxima de operação do sistema fotovoltaico (LINHARES, 2016).

Figura 57 - Esquema de ligação de DPS.



Fonte: Adaptada de FINDER (2012).