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

OSEAS CARLOS DA SILVA

SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR TUBOS DE RANQUE – HILSCH COM ABASTECIMENTO DE INSTALAÇÃO DE AR COMPRIMIDO PARA ALIMENTAÇÃO COM FONTE SOLAR FOTOVOLTAICA

FORTALEZA

2014

OSEAS CARLOS DA SILVA

SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR TUBOS DE RANQUE – HILSCH COM ABASTECIMENTO DE TANQUE DE AR COMPRIMIDO PARA ALIMENTAÇÃO COM FONTE SOLAR FOTOVOLTAICA

Documento exigido como pré-requisito para o título de mestre no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Profa. Maria Eugênia Vieira da Silva, PhD.

Fortaleza - Ceará

Agosto, 2014

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação Universidade Federal do Ceará Biblioteca de Pós-Graduação em Engenharia - BPGE

S581s Silva, Oseas Carlos da.

Sistema de refrigeração por tubos de Ranque – Hilsch com abastecimento de instalação de ar comprimido para alimentação com fonte solar fotovoltaica / Oseas Carlos da Silva. – 2014. 87 f. : il. color., enc. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2014.

Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis. Orientação: Profa. Dra. Maria Eugênia Vieira da Silva. Coorientação: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha.

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeração alternativa. 3. Geração de energia fotovoltaica. I. Título.

OSEAS CARLOS DA SILVA

SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR TUBOS DE RANQUE - HILSCH COM ABASTECIMENTO DE TANQUE DE AR COMPRIMIDO PARA ALIMENTAÇÃO COM FONTE SOLAR FOTOVOLTAICA

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

Aprovada em ___/__/___

BANCA EXAMINADORA

Prof.^a Dra. Maria Eugênia Vieira da Silva (Orientadora) Universidade Federal do Ceará (UFC)

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

> Prof.^a Dra. Carla Freitas de Andrade Universidade Federal do Ceará (UFC)

"Quanto melhor é adquirir a sabedoria do que o ouro! E quanto mais excelente é escolher o entendimento do que a prata."

(Provérbios 16:16)

RESUMO

A busca por novos sistemas de refrigeração vem se tornando o alvo de estudo de diversos pesquisadores, com o objetivo de diminuir impactos ambientais referentes à destruição da camada de ozônio e efeito estufa que trazem consigo diversos malefícios à vida no planeta. Sistemas de refrigeração convencionais respondem por boa parte do consumo de energia elétrica de uma residência ou uma empresa (de 20 ou até 25%), e são normalmente ligados durante o dia, quando a demanda é maior e as tarifas mais caras. Dispositivos de refrigeração são indispensáveis nas atividades humanas, como conservação de alimentos, medicamentos, etc. Sistemas fotovoltaicos são fontes de energia elétrica confiáveis e independentes. Por essas razões, atualmente, há um aumento no uso de sistemas de refrigeração acionados por energia solar fotovoltaica nas zonas rurais. Tubos de Ranque-Hilsch ou tubos de vórtice são geralmente utilizados para refrigeração local de baixo custo, onde há a disponibilidade de ar comprimido. Nesse trabalho, um tubo de vórtice foi concebido, testado e otimizado para operação em pressões inferiores às convencionais, de modo a ser alimentado por um compressor acionado por módulos fotovoltaicos, suprindo as necessidades de esfriamento em localidades desprovidas de energia elétrica. Nas medições experimentais, foram obtidas temperaturas abaixo do ponto de congelamento da água por meio da combinação de certos parâmetros, possibilitando a esse sistema de climatização ser utilizado de maneira eficiente e racional em localidades remotas, podendo contribuir para a solução da questão energética e ambiental da sociedade.

Palavras chaves: Refrigeração alternativa, tubo de vórtice, sistemas fotovoltaicos.

ABSTRACT

The search for new refrigeration systems has become the target of various researchers. Their goal is to reduce the environment impacts resulting from the destruction of the ozone layer and the greenhouse effects that harm life in the planet Earth. Vapor-compression refrigeration systems represent a big fraction of the world energy consumption in houses and commercial stores (between 20 to 25%) and these systems usually run during the day, when the energy demand and the prices are higher. Refrigeration systems are necessary to today's human activities, such as food and medicament conservation, air conditioning, etc. Photovoltaic systems are reliable energy sources and they can operate separately from the distribution energy grid. For these reasons, there is an increase in the use of refrigeration systems powered by solar photovoltaic panels in rural areas. Ranque-Hilsch tubes or vorticity tubes are commonly used for low cost local refrigeration, where compressed air is available. In this study, a vortex tube was designed, tested, and optimized to operate at pressure levels lower than the conventional values. The purpose is to allow its operation by a compressor system powered by solar photovoltaic panels and, therefore, its installation in locations where there is no electrical grid. In the experimental measurements, temperatures below the water freezing point were reached due to the combination of a number of tube parameters. These low temperature values support the use of the vortex tube in air cooling applications in a more efficient and rational energy use, particularly in remote locations, and can contribute to the solution of the energy demand and environmental problems.

Key words: Alternative refrigeration systems, vortex tube, PV systems.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1: Visão Geral do Sistema Interligado Nacional.	16
Figura 1-2: Conjunto de tubos de vórtice resfriando a lente de uma câmera sob alta radiaçã	ão
térmica	18
Figura 1-3: Esquemático de Tubo de Vórtices	20
Figura 2-1: Configuração do Tubo de vórtice em contrafluxo	22
Figura 2-2: Configuração do tubo de vórtice em unifluxo	23
Figura 3-1: Secção dos bocais de entrada em diferentes tipos de geradores de vórtice	25
Figura 3-2: Gráfico do efeito de refrigeração versus número de bicos de entrada	26
Figura 3-3: Diferença de temperatura de frio versus d _c (diâmetro de saída fria) adimension	nal
Figura 3-4: Formatos de válvulas	28 29
Figura 3-5: Diferença de temperatura em função da fração fria	30
Figura 3-6: Separação de fluxo de energia em função da fração fria para diversos diâmetro saída fria	os de 31
Figura 3-7:Câmaras usadas nos testes de Martynovskii e Alekseev	31
Figura 3-8: Curva IxV Para os Módulos Fotovoltaicos	32
Figura 4-1: Desenho esquemático para análise termodinâmica do tubo de vórtice	34
Figura 6-12: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 4 mm (L/D=2	25)
	62
Figura 6-13: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 4 mm (L/D=3	30)
	62
Figura 6-14: Medidas de temperaturas da correntes fria do tubo de vortice em função da	
variação da pressão com o diâmetro da saída fria	64
Figura 6-15: Medidas de temperaturas da correntes quente do tubo de vórtice em função c	la
variação da pressão com o diâmetro da saída fria	65
Figura 6-16: Temperatura versus pressão de entrada no tubo de vórtice	65
Figura 6-17: Coeficiente de performance (COP) e fração de massa fria E em função da pre	ssão
absoluta de entrada no tubo de vórtice para cada diâmetro de saída fria	68
Figura 6-19: Gráficos de potência x pressão para 3 sistemas de compressão	70
Figura B-1: Conversão direta da energia solar em eletricidade	80
Figura B-2: Painel monocristalino de silício	81
Figura B-3: Painel policristalino de silício	82

Figura B7-4: Painel de silício amorfo82

LISTA DE SÍMBOLOS

Α	Área [m ²]
СОР	Coeficiente de desempenho
D	Diâmetro do tubo de vórtice [m]
d	Diâmetro do orifício de saída [m]
Ε	Energia interna total por unidade de massa [J/kg]
L	Comprimento do tubo de vórtice [m]
'n	Vazão mássica [kg/s]
p	Pressão [Pa]
Ż	Transferência de calor [J/s]
R	Constante específica de um gás perfeito [J/(mol.K)]
RH	Umidade relativa
Т	Temperatura [K]
t	Tempo [s]
и	Velocidade [m/s]
ν	Volume específico [m ³ /kg]
<i>॑</i> V	Vazão volumétrica [m ³ /s]
Ŵ	Potência fornecida pelo compressor [W]

Gregos

k	Relação dos calores específicos
Δ	Diferença
φ	Ângulo da válvula de controle [°]
ε	Fração de massa fria

Subscritos

С	Fluxo frio
h	Fluxo quente
in	Entrada
ref	Refrigeração
is	Isentrópico

LISTA DE TABELAS

Tabela 1-1: Emissões de GEE provenientes da geração elétrica no Brasil MtCO	15
Tabela 1-2: . Emissão média de CO ₂ por quantidade de energia elétrica no ano de 1993	17
Tabela 3-1: Desempenho do Refrigerador Fotovoltaico	33
Tabela 5-1: Parâmetros físicos/geométricos utilizados	50
Tabela 5-2: Comparação entre os diversos sistemas de compressão e armazenamento	53
Tabela 6-1: Resumo dos parâmetros de entrada e respectivos resultados na saída	63
Tabela 6-2: Fração de massa fria em função da pressão de entrada e do diâmetro de saída f	ria
	66
Tabela 6-3: Caracterização para um novo sistema de compressão e abastecimento	68

SUMÁRIO

1	IN	TRODUÇÃO	14
	1.1	Objetivos	21
2	PR	INCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO TUBO DE VÓRTICE	22
	2.1	Tipos de Dispositivos	22
	2.2	Princípio de Separação de energia	23
3	RE	VISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
	3.1	Bocais de entrada	25
	3.2	Diâmetro do tubo quente ou diâmetro do tubo de vórtice (D)	26
	3.3	Razão entre o comprimento do tubo quente e o diâmetro do tubo de vórtice (L/D)	27
	3.4	Diâmetro do orifício de saída fria (d)	27
	3.5	Válvula de controle no fim da extremidade quente	28
	3.6	Fração de massa fria – fração de frio (ε)	29
	3.7	Configuração dos bocais de entrada	31
	3.8	Resfriamento por Fonte Solar Fotovoltaica	32
4	FU	NDAMENTAÇÃO TEÓRICA	34
	4.1	Análise Termodinâmica do Tubo de Vórtice	34
	4.1	.1 Balanço de massa	35
	4.1	.2 A Primeira Lei da Termodinâmica aplicada	35
	4.1	.3 Eficiências do Tubo de Vórtice	36
В	. Efi	ciência isentrópica η <i>is</i> do tubo de vórtice	37
	4.2	Sistema solar fotovoltaico	38
5	MA	ATERIAIS E MÉTODOS	39
	5.1	Análise teórica	39
	5.2	O método do ponto central aplicado	42
	5.3	Estudos experimentais	44
	5.4	Sistema de compressão incipiente e Tubo de vórtice	44
	5.5	Medições experimentais e aquisição de Dados	50
	5.6	Sistema de compressão e abastecimento	51
6	RE	SULTADOS E DISCUSSÃO	54
	6.1	Resultados experimentais com pressão de entrada no tubo variando com a altura dos boc	ais
	de en	trada	55
	6.1	.1 Medições de temperatura para o gerador com bico de altura 1 mm	55
	6.1	.2 Medições de temperatura para o Gerador com bico de altura 2 mm	57
	6.1	.3 Medições de temperatura para o gerador com bico de altura 3 mm	59

		6.1.4	Medições para o gerador com bico de altura 4 mm	. 61
	6.	2 Diâi	metros do orifício da saída de ar frio para o tubo de vórtice otimizado	. 63
		6.2.1	Valores de temperatura dos fluxos de ar frio e quente	. 63
	6.	2. Determ	inação da fração de ar frio e do coeficiente de desempenho do tubo de vórtice	. 65
		6.2.3	Determinando o novo sistema de compressão e abastecimento	. 68
		6.2.4	Dimensionamento e seleção do sistema solar fotovoltaico	. 71
7	7	CONCLU	JSÃO	. 74
8	3	REFERÊ	NCIAS BIBLIOGRÁFICAS	.75

1 INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração e ar condicionado tradicionalmente se utilizam do conceito de operação do ciclo termodinâmico de compressão a vapor, seja para refrigeração de câmaras de resfriados ou congelados, seja para climatização de ambientes, ou mesmo para outras aplicações. Para isso, são necessários componentes básicos tais como fluido refrigerante, trocadores de calor e compressor.

A refrigeração por compressão de vapor apresenta problemas relativos aos danos ambientais provocados pelos fluidos refrigerantes e ao crescente aumento no consumo mundial de energia elétrica. Os habituais CFC's (clorofluorcarbono), comprovadamente tóxicos à camada de ozônio, já foram substituídos pelos modernos gases HFC's (hidrofluorcarbono) nos países signatários ao Protocolo de Montreal em 1987. No entanto, essa mudança não foi, de fato, a solução para os problemas ambientais uma vez que, esses gases podem ser cerca de centenas de vezes mais perigosos que o dióxido de carbono em termos de potencial de aprisionamento de calor, agravando o efeito estufa. Uma alternativa aos HFC's atualmente usados seria os blends(misturas) que possuem menor Capacidade de Depleção de Ozônio (ODP) e valor mais baixo de Potencial de Aquecimento Global (GWP), mas apresentam uma redução de eficiência energética em torno de 15%, e, consequentemente, um maior consumo de eletricidade. Segundo o Instituto Internacional de Refrigeração (IIR GUIDES, 2003), os sistemas de refrigeração são responsáveis por 15% do consumo mundial de energia elétrica. O desenvolvimento de alternativas tecnológicas aos sistemas convencionais de refrigeração poderá contribuir para diminuir os impactos provocados pelo emprego desses sistemas. Sabe- se que desde o ápice da crise energética brasileira, em 1973 e mais recentemente em 2001, os aparelhos de ar-condicionado têm sido apontados como "vilões" quando o assunto é conservação de energia elétrica. Além de responder por boa parte do consumo de uma residência ou empresa (algo como 20% ou até 25%), esses equipamentos normalmente são ligados durante o dia, quando a demanda é maior e as tarifas mais caras.

A Tabela 1-1 compara a contribuição na emissão de gases de efeito estufa (GEE) por parte da distribuição de energia elétrica no Brasil através de três sistemas de transmissão: Sistema Interligado Nacional, sistemas isolados da rede e autoprodução.

Origem	2008	2009	2010	2011	2012	∆% (2012/11)	Part. % (2012)
Total	34,50	23,35	35,84	32,13	46,73	45,5	100,0
SIN	19,98	9,98	19,18	14,89	28,52	91,6	61,0
Sistemas Isolados	6,40	6,87	6,92	7,11	7,58	6,7	16,2
Autoprodução	8,12	6,50	9,74	10,13	10,63	4,9	22,7

Tabela 1-1: Emissões de GEE provenientes da geração elétrica no Brasil MtCO

. Fonte: Anuário estatístico de energia elétrica 2013 - EPE.

Uma promissora alternativa aos sistemas convencionais de refrigeração para aplicação de resfriamento localizado é a introdução de tubos de vórtice. Uma motivação para a utilização de tubos de vórtice nesse trabalho foi devido aos altos índices de radiação solar em algumas regiões do Brasil, que propicia a utilização de sistemas fotovoltaicos, e a necessidade de utilização de energia elétrica em locais de difícil acesso onde não exista fornecimento das concessionárias. O tubo de vórtice pode ser aplicado em um "banco de gelo" a baixas temperaturas para resfriar água a partir de abastecimento elétrico fotovoltaico em processos industriais, tais como equipamentos de pasteurização, queijarias, resfriamento de máquinas, conservação de vacinas etc.

Em regiões do sertão nordestino, do centro-oeste ou em áreas isoladas do norte brasileiro, onde nem todos os consumidores de energia elétrica são contemplados com as vantagens oferecidas pelo Sistema Interligado Nacional (SIN), geralmente se faz uso dos Sistemas Isolados, por exemplo, na região Norte estes são baseados na geração térmica a óleo para garantir o fornecimento de energia elétrica em condições adequadas de segurança e qualidade.

Na Figura 1-1, tem-se a distribuição de energia elétrica através do SIN por todo o Brasil, mostrando que, como para a região Norte do Brasil os sistemas isolados já são implantados com base térmica. As outras duas regiões (Centro-Oeste e Nordeste), que não possuem uma total cobertura na transmissão de energia, necessitam de alternativas quanto ao fornecimento de energia elétrica. Entretanto, as energias renováveis vêm apresentando crescimento na parcela de fornecimento de energia que, incluindo a produção hidrelétrica, já é a maior parcela da matriz energética. No caso da região Nordeste, a abundância de ventos e sol o ano inteiro tornam a energia solar e a energia dos ventos participativas no fornecimento elétrico.

No caso da tecnologia fotovoltaica, pode-se aplicar o conceito de sistemas isolados, caracterizados por não serem conectados à rede (*off-grid*), onde sua composição seria dada pelos painéis ou placas solares, controladores de carga, inversores e baterias. Logo, para o suprimento da demanda de um compressor em um sistema de refrigeração alternativa discutido acima, a utilização desse sistema isolado fotovoltaico pode vir a ser uma solução prática e econômica para as duas regiões brasileiras. Além disso, esse sistema de fornecimento de energia elétrica, que abastece diretamente os aparelhos que utilizarão energia e com um propósito mais específico, pode ser utilizado em postes de iluminação, bombeamento de água, dentre outros.





Fonte: Horizonte 2013.

Sendo assim, a utilização da refrigeração pontual por Tubo de Ranque-Hilsch acionada por energia fotovoltaica possui três grandes pontos de discussão: diminuição dos impactos pelo uso de refrigerantes nocivos que agravam o efeito estufa, diminuição dos impactos provenientes da geração conveniente de energia elétrica no cenário brasileiro, já que sua matriz energética ainda depende de combustíveis fósseis em alguns setores, e ainda viabilidade e praticidade na implementação do sistema em áreas isoladas, longe de centros urbanos, mas que necessitam muitas vezes da refrigeração, seja para armazenamento de vacinas e alimentos, seja para outras atividades frigoríficas.

Quanto às emissões dos gases de efeito estufa, uma redução de 30% desta até 2030, e a continuação desse ritmo de redução nas décadas seguintes, permitirá que os níveis de gases se estabilizem em um aumento da temperatura na superfície terrestre não superior a 2° C, mantendo o aquecimento global controlado. Os gases que mais provocam a retenção do calor, agravando as condições climáticas, são o vapor d'água (H₂O), o dióxido de carbono (CO₂) e o metano (CH₄). O dióxido de carbono se destaca dentre esses gases pelo fato de este estar diretamente relacionado à queima de combustíveis fósseis, utilizados também para suprir necessidades energéticas.

Com relação a liberação de CO_2 pelo uso de gases refrigerantes, a Tabela 1-2 mostra a situação global das emissões anuais atreladas à energia gasta nos sistemas de refrigeração e ar-condicionado, separado por regiões na década de 90.

Região	Emissões anuais de CO2 (Kg/kWh)	Região	Emissões anuais de CO2 (Kg/kWh)
África do Sul	0,77	Antiga USSR	0,44
Egito	0,53	Rússia	0,47
África do Sul	1,03	Tajiquistão	0,02
Zaire	0,02	Ucrânia	0,48
Ásia (sem China)	0,66	Países fora da OECD – Europa	0,79
Austrália	0,82	Bulgária	0,59
China	0,88	Hungria	0,51
Índia	0,83	Polônia	1,07
Nova Zelândia	0,13	Romênia	0,64
Singapura	0,77		
América Latina	0,14	Oriente Médio	0,63
Argentina	0,24	Israel	0,83
Brasil	0,04	Arábia Saudita	0,68
Colômbia	0,22	Síria	0,32
Média Mundial	0,58		

Tabela 1-2: . Emissão média de CO₂ por quantidade de energia elétrica no ano de 2003.

Fonte: Adaptado de U.S Energy Department (2005).

Com a utilização de sistemas de refrigeração alternativa, como tubos de vórtice alimentados por ar-comprimido, todas as emissões de gases do efeito estufa atreladas a refrigerantes nocivos são desconsideradas. Além disso, a não utilização de energia elétrica proveniente de fontes convencionais minimiza impactos referentes à operação do compressor, através da utilização do sistema fotovoltaico.

O tubo vórtice ou tubo de Ranque – Hilsch é um aparelho que permite a produção de ar frio e quente quando ar comprimido escoa tangencialmente para dentro de uma câmara através de uma estreita entrada. Sua característica principal é o desenvolvimento de um tipo de escoamento em vorticidade, onde o fluido acaba se dividindo em dois fluxos, sendo um de ar a baixas temperaturas e o outro de ar com altas temperaturas. Esse dispositivo tem sido aplicado em diferentes setores do campo da engenharia, por exemplo, resfriamento de partes de máquinas e de cabines de controle eletrônico, para arrefecer alimentos, desumidificação de amostras de gás, entre outras aplicações. Para entender melhor como funciona esse processo, é importante analisar alguns elementos pertinentes à natureza do escoamento no interior do fluido. Hoje em dia, o tubo de vórtice tem uma grande variedade de aplicações nas indústrias que operam com máquinas de refrigeração. Ele tem sido largamente utilizado nos campos de esfriamento industrial, por ter vantagens em vários aspectos, tais como baixo consumo de eletricidade, baixo peso, livre de poluição, livre de fluidos refrigerantes, ou seja, não denotará passivo ambiental. Além disso, é barato, fácil de limpar, não trabalha com substâncias químicas etc.

A Figura 1-2 mostra uma aplicação de um tubo de vórtice onde um conjunto de tubos é usado para resfriamento de lente sujeita ao alto aquecimento por radiação térmica.



Figura 1-2: Conjunto de tubos de vórtice resfriando a lente de uma câmera sob alta radiação térmica

Fonte: Adaptado de Lemos (2012)

James Clerk Maxwell, físico do século XIX, postulou que, visto que o calor envolve o movimento de moléculas, seria possível um dia se obter ar quente e frio de um mesmo dispositivo, com a ajuda de um "demônio pouco amigável", que poderia ordenar para fora e separar as moléculas quentes e frias de ar.

O tubo de vórtice foi descoberto por acaso em 1928 por George Ranque, físico e metalúrgico francês que estava fazendo experimentos com uma bomba de vórtices quando notou ar quente exaustivo de um lado, e ar frio do outro. Ranque logo esqueceu a sua bomba e começou uma pequena empresa para explorar o potencial comercial para este dispositivo que produzia ar quente e frio, sem partes móveis. No entanto, sua pequena companhia faliu. Ranque ainda apresentou um artigo para a sociedade científica da França, em 1933, mas os examinadores descreram no seu trabalho e não deram muita importância para o seu projeto, e logo o tubo vórtice caiu na obscuridade. Em 1945, Rudolph Hilsch, um engenheiro alemão, publicou um artigo científico amplamente estendido sobre este assunto que visava aumentar a eficiência termodinâmica do tubo de vórtice. Seu trabalho abordava sistematicamente o efeito da pressão de entrada de ar comprimido e dos parâmetros geométricos no desempenho do tubo de vórtice e apresentou uma possível explicação do processo de separação de energia (Hilsch, 1947).

Os tubos de vórtices, também denominados Tubos de Ranque-Hilsch, são dispositivos mecânicos, sem partes móveis, que possibilitam a divisão de um fluxo principal de fluido em dois fluxos secundários de vazões e temperaturas distintas. Fisicamente, tal dispositivo consiste em um tubo cilíndrico dotado de uma entrada de fluido, posicionada de forma que o fluxo adentre-se ao dispositivo radialmente, tangenciando a face interna do tubo. Os fluxos secundários de fluido saem do tubo de vórtices em direções axiais e sentidos opostos ou coincidentes, dependendo do tipo de construção utilizado (Cockerill,1998).

O tubo de vórtice possui as seguintes partes: um ou mais bocais de entrada, uma câmara de vórtices, um tubo para condução de ar quente, um tubo para a condução de ar frio, um diafragma, uma válvula de controle no final do tubo quente, conforme indica a Figura 1-3.





Fonte: Adaptado de Eiamsa *et al* (2007)

Desde a sua descoberta, o mecanismo de separação de energia que ocorre na secção de um tubo de vórtice tem intrigado muitos pesquisadores. Mesmo hoje não há nenhuma teoria bem clara que possa explicar o fenômeno completamente. O procedimento seguido neste trabalho inclui as leis da termodinâmica que são aplicadas ao sistema, a fim de se determinar uma relação entre as vazões mássicas de entrada e saída, as diferenças entre a temperatura de entrada e as temperaturas de saída quente e fria. São consideradas como hipóteses a operação do sistema em regime permanente, a suposição de que não há transferência de calor entre o ambiente e as paredes do tubo e o ar utilizado atuando como gás ideal.

Também, nesse trabalho, o estudo, o dimensionamento e a construção de um novo tubo de vórtice que opere a baixas pressões com fins de refrigeração e que tenha nova configuração na câmara de vorticidade são apresentados. Este dispositivo foi instrumentado para que se possam medir suas propriedades termofísicas. Foi realizado um estudo experimental e teórico do sistema de compressão e abastecimento de ar comprimido a ser acionado por painéis fotovoltaicos e operado pelo fornecimento de energia renovável proveniente de um arranjo fotovoltaico previamente selecionado para o acionamento do compressor.

Nesse contexto, a energia solar fotovoltaica é utilizada e possui extrema simplicidade devido à sua característica modular, onde se podem montar sistemas desde miliwatts até megawatts sem nenhuma peça mecânica móvel e em qualquer lugar onde exista luz solar.

1.1 Objetivos

• Geral

Estudar, dimensionar, construir e testar um novo tubo de vórtice que apresente melhores resultados em relação aos outros dispositivos já construídos, quanto ao princípio de separação de energia, resultando em temperaturas abaixo do ponto de congelamento da água, a fim de que possa alimentar um "banco de gelo"; dimensionar e montar um novo sistema de compressão (tanque, compressor, válvulas, filtragem e lubrificação) que forneça um fluxo de ar comprimido em baixas pressões para ser acionado por energia solar fotovoltaica.

• Específicos:

 a. Detalhamento do projeto básico e construtivo do tubo de vórtice e de seu sistema de operação, bem como da instrumentação do dispositivo;

b. Especificação de materiais e dos componentes mecânicos que serão utilizados na construção e montagem do protótipo;

c. Fabricação dos sistemas de refrigeração e montagem do sistema de aquisição de dados;

- d. Realização de medições experimentais;
- e. Dimensionamento, construção e validação do novo sistema de compressão;
- f. Seleção de componentes para o sistema solar fotovoltaico;

g. Análise dos dados obtidos para validação do funcionamento do novo equipamento.

2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO TUBO DE VÓRTICE

Como a Revisão Bibliográfica que se encontra no Capítulo 3 está apresentada por componentes do Tubo de Vórtice faz-se necessária uma explanação do Princípio de Funcionamento desse dispositivo.

O tubo de vórtice é um dispositivo mecânico que opera como uma máquina de refrigeração sem partes móveis, separando um fluxo de gás comprimido em um fluxo de baixa temperatura e um de alta temperatura. Tal fenômeno é chamado de separação térmica (ou separação de energia). O aparato consiste de um ou mais bocais de entrada, uma câmara de vórtice, um tubo de saída fria e um tubo de saída quente, que conta com uma válvula de regulagem de ar. Configurações internas no projeto da câmara, como os geradores de vórtices e seus componentes colaboram com o processo de separação de energia.

2.1 Tipos de Dispositivos

Esses dispositivos podem ser classificados quanto à forma de saída do ar em dois tipos: contrafluxo e unifluxo.

a) Configuração em contrafluxo ou correntes contrárias

A Figura 2-1 mostra um tubo de vórtices da forma contrafluxo. Tal configuração recebe este nome porque os fluxos frio e quente escoam no tubo em direções contrárias.



Figura 2-1: Configuração do Tubo de vórtice em contrafluxo

Fonte: Adaptado de Gao (2005)

Em seu funcionamento, o fluxo de gás frio sai do tubo de vórtice através de uma de suas extremidades, que é restringida através de uma tampa com um orifício circular posicionado no centro do tubo. O fluxo de gás quente sai do tubo na direção oposta. Na extremidade de saída do ar quente está localizada uma válvula no formato de um cone, que

realiza o ajuste da relação entre fluido frio / fluido aquecido. Quando o ar, a uma determinada pressão, é injetado tangencialmente na câmara de vórtices pelos bocais de entrada, um fluxo em forma de redemoinho é criado dentro da câmara. Este ar comprimido é expandido, e percorre o tubo a uma temperatura elevada até que no final, onde encontra a válvula que controla a saída de ar, uma parte sai quente, enquanto a outra retorna pelo centro do tubo a uma menor temperatura (Cockerill, 1998).

b) Configuração unifluxo ou correntes paralelas

Na Figura 2-2 é mostrada a configuração unifluxo. Ao contrário do caso anterior, os dois fluxos saem do dispositivo na mesma extremidade, sendo que a separação entre fluxo de gás frio e fluxo de gás quente é realizada pela válvula que é dotada de um orifício, por onde o fluxo de gás frio é expulso. Essa configuração, geralmente, é a menos utilizada já que com as correntes deixando o tubo no mesmo local pode ocorrer uma mistura dos fluxos de ar quente e frio, que irá afetar negativamente a eficiência do dispositivo (Cockerill, 1998).





Fonte: Adaptado de Gao (2005)

2.2 Princípio de Separação de energia

Existem muitas teorias e hipóteses que tentam justificar o princípio de separação de energia. Contudo, nenhum estudo conseguiu, de fato, provar cientificamente o fenômeno.

Hilsch (1947) sugeriu que a expansão do ar de uma alta pressão próxima à parede do tubo para uma baixa pressão no centro do tubo gera um gradiente de velocidade na direção radial, que resulta na transferência de energia cinética, pelas forças viscosas, das camadas mais internas para as camadas mais externas do tubo.

Uma das teorias mais aceita sobre a ocorrência da separação de energia considera que os vórtices internos e externos giram na mesma direção e velocidade angular. Desta forma,

uma partícula no fluxo interno completa uma rotação na mesma quantidade de tempo que uma partícula no fluxo externo. Devido ao princípio da conservação do momento angular, a velocidade angular do vórtice menor deveria ser maior. Contudo, isso não ocorre, pois a velocidade dos vórtices internos permanece a mesma do externo. Isso pode ser explicado pelo princípio da conservação do momento angular, pois momento angular foi perdido a partir do vórtice interior. A energia que é perdida torna-se o calor recebido nos vórtices externos. Assim, os vórtices externos são aquecidos e os internos são arrefecidos (Gao, 2005).

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De modo a se obter uma boa concepção e desempenho para um tubo de vórtice, deve-se levar em consideração os parâmetros geométricos (bocal de entrada, câmara de vórtice, orifício de saída fria, comprimento do tubo quente e frio), os materiais de fabricação, propriedades do fluido de trabalho e as variáveis operacionais, como a fração de massa fria. Esse capítulo apresenta revisões e discussões dessas influências disponíveis na literatura. Os resultados desses trabalhos auxiliaram diretamente na escolha dos corretos parâmetros para o aumento da eficácia do presente protótipo. Existem diversos parâmetros que influenciam no chamado "efeito de separação de energia" do tubo de vórtice e essa revisão baseia-se tanto nos trabalhos clássicos como nos recentemente publicados sobre o assunto.

Neste capítulo estão apresentados os trabalhos mais relevantes para cada componente do tubo, nas seções seguintes.

3.1 Bocais de entrada

Whang *et al* (2009) afirmaram que os bocais de entrada são as partes centrais do dispositivo por estarem diretamente ligados ao processo de separação de energia e por isso, deve-se pensar na qualidade do projeto estrutural desses bicos de entrada de ar. Eles fizeram testes com geradores de vórtice de três a seis tipos de bicos de entrada, dispostos de maneira que o ar entrava tangenciando a parede da câmara do tubo de vórtice, variando o bico de formato em K linear e retangular a helicoidal circular, também chamado de helicoidal (espiral) de Arquimedes, como mostra a Figura 3-1.



Figura 3-1: Secção dos bocais de entrada em diferentes tipos de geradores de vórtice

Fonte: Adaptada de Whang et al (2008)

Nesse trabalho, os autores fixaram os demais parâmetros geométricos e variaram apenas o tipo e a quantidade de bocais de entrada. Num primeiro momento, com uma pressão de entrada de 7 bar, eles conseguiram num gráfico a relação do efeito de refrigeração (diferença entre a temperatura na entrada e na saída fria) com a fração de massa fria (relação entre a massa que sai pela extremidade fria e a massa que entra, expressa por uma percentagem) para cada número de bocais, no gerador com formato de espiral de Arquimedes, como mostra a Figura 3-2.



Figura 3-2: Gráfico do efeito de refrigeração versus número de bicos de entrada

Fonte: Adaptado de Whang et al (2008)

Os resultados para esses testes demonstraram que a utilização de um gerador com quatro bocais de entrada obteve o melhor efeito de refrigeração entre os quatro tipos, com um diferencial de temperatura de 21,6° C. O gerador com seis bicos obteve um diferencial de 18 ° C para uma mesma fração de ar frio.

3.2 Diâmetro do tubo quente ou diâmetro do tubo de vórtice (D)

O diâmetro interno dos tubos de vórtices foi estudado por Aljuwayhel *et al* (2005) e os autores citaram que o aumento no diâmetro interno do tubo diminui o efeito de separação de energia. Eles mostraram que para condições fixas de entrada (área de entrada, pressão e temperatura de estagnação e componentes da velocidade), a magnitude do gradiente de velocidade angular diminui com um aumento no diâmetro do tubo, o que estava diretamente relacionado à diminuição da separação de energia.

Promvonge e Eiamsa (2007) afirmaram que para pressões de alimentação fixas, um diâmetro muito pequeno oferece consideravelmente maiores pressões internas e, portanto, as velocidades tangenciais entre a periferia e o centro não diferiam substancialmente devido ao menor volume específico de ar. Isso levaria a uma baixa difusão da energia cinética, ou seja, baixa separação de energia. Por outro lado, um diâmetro interno muito grande resultaria em velocidades tangenciais mais baixas tanto no núcleo como na periferia, o que produziria baixa difusão de energia cinética logo, baixa separação de temperatura.

3.3 Razão entre o comprimento do tubo quente e o diâmetro do tubo de vórtice (L/D)

O comprimento do tubo quente também é outro importante parâmetro geométrico. Há muitas investigações que estudam o efeito desse comprimento na eficiência do tubo de vórtice. Yilmaz *et al.* (2009) mencionaram que um projeto para um tubo de vórtice eficiente era aquele que o comprimento do tubo quente deveria ser muitas vezes maior que o seu diâmetro. Os primeiros tubos de vórtices foram construídos com comprimentos de tubo quente com cerca de 50D. Hilsch (1947) sugeriu uma razão L/D de 50 para se ter uma boa separação de energia. Martynovski e Alekseev (1957) relataram que seria suficiente que essa razão fosse superior a 10 para que esse efeito ocorresse. Saidi e Yazdi (1999) descobriram que o aumento do comprimento do tubo quente aumentava a diferença de temperatura, isto é, para uma razão $L/D \le 20$ o efeito de separação de energia diminuiria e $L/D \ge 55$ esse efeito não ocorria. Com base nesses resultados, Saidi e Valipour (2003) concluíram que um valor ótimo para L/D estava na faixa de 20-55.

3.4 Diâmetro do orifício de saída fria (d)

Ainda Yilmaz *et al.* (2009) afirmaram que o diâmetro do orifício para saída de ar frio era uma função da taxa de escoamento de ar que atravessa esse orifício. Se esse orifício for muito grande, pode ser alcançada a condição na qual o ar da corrente externa quente saia pela extremidade fria, ocasionando uma queda no efeito de separação de energia. Se esse orifício fosse muito pequeno, existiria uma significativa queda de pressão através deste, mas na entrada do ar comprimido haveria um relativo aumento de pressão, resultando numa contrapressão, diminuindo o efeito da separação de temperatura. O resumo dos estudos a respeito disso mostrou que um diâmetro de orifício frio ótimo deveria estar dentro da faixa 0,4 $\leq d/D \leq 0.6$.

Martynovski e Alekseev (1957) concluíram que uma redução do orifício de saída fria resultava num aumento da diferença de temperatura fria ($\Delta T_c = T_{in} - T_c$) até um valor crítico, quando então essa diferença de temperatura decresce. Já o aumento desse orifício causa um aumento na diferença de temperatura quente $(T_{in}-T_h)$, porém uma redução na eficiência de frio.

Saidi e Valipour (2003) investigaram o diâmetro ótimo para o orifício de saída de ar frio em um tubo de vórtice de contra fluxo. Como mostrado na Figura 3-3, a variação da diferença de temperatura de frio com o diâmetro do orifício frio adimensional ($d_c^*=d/D$) e de acordo com o gráfico, para $d_c^* < 0,5$ percebe-se que o aumento de d_c causa uma diminuição na temperatura (aumento na eficiência), enquanto que para $d_c^* > 0,5$ a eficiência diminui. De acordo com o gráfico, o ótimo valor para o diâmetro de orifício frio adimensional com um ΔT_c e eficiência máxima seria de 0,5.

Figura 3-3: Diferença de temperatura de frio versus d_c (diâmetro de saída fria) adimensional



Fonte: Saidi e Valipour (2003)

3.5 Válvula de controle no fim da extremidade quente

O volume e a temperatura de ar frio produzido em um tubo de vórtice são controlados pela válvula localizada no final da extremidade quente. Essa válvula restringe a saída de ar quente e faz com que o ar do núcleo volte centralizado e resfriado. Ajustando-se a válvula, a fração de massa fria, pode ser controlada. Geralmente, válvulas de formato cônico são utilizadas em tubos de vórtices.

Gao (2005) testou experimentalmente três tipos diferentes de formatos de válvulas: esférica, formato de placa e formato cônico (Figura 3-4).





Fonte: Adaptado de Gao (2005)

Em seu trabalho, alguns parâmetros das válvulas foram avaliados, como a quantidade de orifícios de saída quente, o diâmetro desses orifícios de saída e a razão entre a área total de exaustão quente pela área da seção transversal do tubo de vórtice. Após os testes, foi concluído que o tipo de válvula não é um parâmetro crítico de projeto, pois foram observadas pequenas diferenças nos resultados para os três tipos de válvulas.

Aydin e Baki (2006) investigaram o efeito da mudança do ângulo da válvula de controle e encontraram que o tubo de vórtice obteria melhor desempenho com ângulos variando entre 45 e 60°. O melhor rendimento foi encontrado usando um ângulo de 50°.

3.6 Fração de massa fria – fração de frio (ϵ)

A fração de massa fria, que é a razão entre a massa de ar que sai pela extremidade fria e a massa de ar comprimido na entrada do tubo. É um parâmetro que tem fundamental relevância no projeto de tubos de vórtice. Essa fração influencia a eficiência do tubo e nos trabalhos revisados foram observadas mudanças significativas nas temperaturas frias e quentes em função da variação da fração de massa fria.

Cockerill (1998) traçou um gráfico da diferença de temperatura fria e quente no eixo das ordenadas pela fração de massa fria ($\epsilon = m_c/m_i$) no eixo das abscissas, como apresentado na Figura 3-5. Foi observado que a diferença de temperatura diminuía com um aumento da temperatura fria até um valor de 0,3, de onde começava a aumentar essas diferenças de temperatura e, portanto a eficiência do dispositivo.



Figura 3-5: Diferença de temperatura em função da fração fria

Fonte: Adaptado de Cockerill (1998)

Pela Figura 3-5 percebe-se que as diferenças de temperatura continuam aumentando com o aumento da fração frio até um valor de máxima eficiência, próximo a $\varepsilon = 0,7$, de onde a diferença de temperatura fria continua a aumentar, enquanto ocorre uma queda da diferença de temperatura quente. Assim, foi percebido que a máxima refrigeração no tubo de vórtice ocorreria quando este operava com 60% a 80% da fração fria. Esse seria o valor para o qual a massa de ar frio e sua diferença de temperatura seriam maiores.

Nimbalkar e Muller (2009) determinaram experimentalmente que o valor da fração de massa fria que maximiza o efeito da separação térmica no tubo de vórtice deveria ser igual a 0,6, independentemente dos valores da pressão de entrada e do diâmetro do orifício existente dentro do tubo. Essa conclusão dos autores foi resultado de observações do gráfico da Figura 3-6, para a mesma vazão mássica de entrada. No qual dc/d é a razão do diâmetro do orifício da saída fria pelo diâmetro do tubo de vórtice.



Figura 3-6: Separação de fluxo de energia em função da fração fria para diversos diâmetros de saída fria

Fonte: Adaptada de Nimbalkar e Muller (2009)

3.7 Configuração dos bocais de entrada

Martynovskii e Alekseev (1957) desenvolveram três diferentes configurações da câmara de vorticidade: uma com bocal tangente à entrada do tubo, outra com bocal adentrando e projetado para o ar circular em formato de hélice para dentro da câmara (essa foi a câmara usada por Hilsch) e a terceira com bocal tangente à parede do tubo, mas com o furo indo até a linha de centro da secção transversal da parede do tubo (Figura 2-7). Eles fizeram os testes e obtiveram maiores diferenças de temperatura Δ Tc com a terceira configuração de câmara. Em todas essas configurações eles obtiveram melhores resultados em câmaras com dois bocais de entrada.





Fonte: Martynovskii e Alekseev (1957)

3.8 Resfriamento por Fonte Solar Fotovoltaica

Na análise de um sistema de refrigeração por energia solar fotovoltaica, Fatehmulla *et al.* (2011) elucidam a boa performance e o melhor custo comparativo a um sistema de energia convencional. Eles utilizaram dois módulos fotovoltaicos (12 V DC, 49,2 kW), cada um com 36 células solares acionando um refrigerador de 38 L. Cada módulo fornecia uma tensão de saída de aproximadamente 6 V. Após a montagem do sistema de refrigeração, as características elétricas do arranjo foram estimadas, conforme a curva de potência gerada (Figura 3-8).



Figura 3-8: Curva IxV Para os Módulos Fotovoltaicos

Fonte: Adaptado de Fatehmulla et al (2011)

A eficiência, relação entre a tensão de saída dos módulos pela intensidade luminosa, obteve um valor de 9,63%. As medições experimentais foram realizadas pela inserção de medidores de temperatura, variação da voltagem, consumo de corrente, peso específico do eletrólito nas baterias num período de 6 horas. Esses estão apresentados na Tabela 3-1.

Tempo (hr)	Volt. (V)	I (A)	Refrig. Temp. °C
11.00	12.14	4	32
11.30	12.07	3.566	29
12.00	12.06	3.565	26
12.30	12.04	3.562	24
13.00	12.4	3.543	22
13.30	12.02	3.556	20
14.00	12.02	3.553	17
14.30	12.01	3.555	15
15.00	12	3.531	10
15.30	11.99	3.548	9
16.00	11.98	3.541	8
16.30	11.97	3.529	7
17.00	11.96	3.533	6

Tabela 3-1: Desempenho do Refrigerador Fotovoltaico

Fonte: Adaptado de Fatehmulla et al (2011)

Fatehmulla *et al.* (2011) também comprovaram a viabilidade econômica para o sistema fotovoltaico autônomo frente à eletricidade convencional num período de sete anos de utilização. Os resultados mostrados na curva I *versus* V foram promissores e poderiam competir com vantagens com a energia da rede.

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo descreve os fundamentos termodinâmicos e de mecânica dos fluidos que são usados na caracterização do desempenho de um tubo de vórtice.

4.1 Análise Termodinâmica do Tubo de Vórtice

Desde a sua descoberta, o mecanismo de separação de energia que ocorre na secção de um tubo de vórtice tem intrigado muitos pesquisadores. Como exposto no Capítulo 2, ainda não há nenhuma teoria bem clara que possa explicar o fenômeno completamente.

As leis da termodinâmica são aplicadas ao sistema, a fim de se determinar uma relação entre as vazões mássicas de entrada e saída. A análise apresentada nesta seção foi baseada no trabalho apresentado por Gao (2005).

O tubo de vórtice é considerado como um volume de controle, no qual as suas superfícies de entrada e saída são superfícies de controle, através das quais podem fluir massa, energia e trabalho.

A Figura 4-1 mostra o volume de controle considerado na análise de um tubo de vórtice. Nesta análise apenas as trocas térmicas na parede, as propriedades na entrada e na saída são de interesse, e os processos internos não são considerados. Neste volume de controle, existe uma entrada e duas saídas com as seguintes propriedades: pressão p, temperatura T, densidade ρ , velocidade V, fluxo de entalpia \dot{H} . Os subscritos in, c e h referem-se, respectivamente, a entrada, a saída fria e a saída quente.

Figura 4-1: Desenho esquemático para análise termodinâmica do tubo de vórtice



4.1.1 Balanço de massa

A Equação de Conservação de massa, em regime permanente, pode ser escrita como

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_h + \dot{m}_c \,. \tag{4.1}$$

Na qual \dot{m}_{in} , \dot{m}_h e \dot{m}_c são as vazões mássicas de entrada, na saída quente e na saída fria, respectivamente.

A fração de massa fria, ε, um parâmetro físico controlado pela válvula na extremidade quente do tubo, é definida como a razão da massa que sai pela extremidade fria do tubo de vórtice pela massa que adentra o dispositivo,

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{in}} \tag{4.2}$$

4.1.2 A Primeira Lei da Termodinâmica aplicada

Na análise de Primeira Lei da Termodinâmica, consideram-se desprezíveis as variações de energia cinética e potencial, os processos de transformação de energia e massa ocorrem em regime permanente, no qual não há variação temporal das propriedades e é considerada uma análise padrão de ar frio. Os fluxos de calor com o ambiente externo são desprezíveis, e o trabalho realizado pelo ambiente sobre o sistema também é desprezível. Assumindo-se essas condições, chega-se em uma equação teórica para a fração de massa fria, que depende apenas das variações de temperatura entre a entrada e as saídas fria e quente, ΔT_c e ΔT_h , respectivamente, bem como no diferencial entre as temperaturas das saídas entre si, ΔT_{hc} . Partindo da Equação da Primeira Lei da Termodinâmica:

$$\frac{dE}{dT} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_{in}h_{in} - (\dot{m}_c h_c + \dot{m}_h h_h)$$
(4.3)

Rearranjando os termos da Equação e considerando as hipóteses acima mencionadas, tem-se:

$$\dot{m}_c h_c = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_h h_h \tag{4.3a}$$

Utilizando-se as Equações 4.1 e 4.2 e análise de ar padrão frio, tem-se:
$$\varepsilon = \frac{\Delta T_h}{\Delta T_{hc}} \tag{4.3b}$$

Na qual $\Delta T_h = T_h - T_{in} e \Delta T_{hc} = T_h - T_c$.

4.1.3 Eficiências do Tubo de Vórtice

Com relação à eficiência do dispositivo, a maioria dos investigadores não apresenta modelos estruturados. Moreira (2010) utiliza um tubo de Ranque em um ciclo de refrigeração teórico para fornecer calor e frio a duas fontes de temperaturas distintas. As equações apresentadas nesta seção foram baseadas nesse estudo.

A. Eficiência térmica do tubo de vórtice

O tubo de Ranque pode ser usado não apenas como um resfriador, mas também como um aquecedor, e a definição de eficiência deve englobar ambos os efeitos. Dependendo da aplicação uma ou ambas as eficiências são utilizadas. Nesse trabalho, como o objetivo é a obtenção de frio a baixas pressões, está apresentada a eficiência de resfriamento.

O coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração COP_{ref} é a razão entre o efeito de refrigeração e a potência líquida necessária para atingir tal efeito, e é expresso por:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{liq}} \tag{4.4}$$

Para o volume de controle representado na Figura 4-1, o efeito de refrigeração pode ser calculado de acordo com a capacidade de resfriamento do ar que sai pela extremidade fria em relação à temperatura de entrada.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_p (T_{in} - T_c) \tag{4.5}$$

Em um sistema de refrigeração convencional, existe um compressor de modo que a potência líquida é a potência de entrada no mesmo. No tubo de Ranque, ar comprimido é utilizado, por isso não é fácil definir a potência de trabalho. Por analogia a um processo de compressão isotérmica reversível, no qual o trabalho isotérmico é expresso por $\dot{W} = \dot{m}_{in}RT_{in}\ln(\frac{p_{in}}{p_c})$, o coeficiente de desempenho pode ser definido por:

$$COP_{ref} = \frac{k\varepsilon(T_{in} - T_c)}{(k-1)T_{in}ln\frac{p_{in}}{p_c}}$$
(4.6)

No qual k é a razão de calores específicos constantes.

B. Eficiência isentrópica η_{is} do tubo de vórtice

Considerando-se que no tubo de Ranque ocorre um processo de expansão isentrópica, pode-se calcular a eficiência isentrópica como:

$$\eta_{\rm is} = \frac{h_{in} - h_c}{h_{in} - h_{is}} \tag{4.7}$$

No qual η_{is} é a eficiência isentrópica do tubo de vórtice, h_{in} , h_c e h_{is} são as entalpias na entrada, na saída fria e na saída fria após um processo isentrópico, respectivamente.

Para um gás ideal:

$$\eta_{\rm is} = \frac{T_{in} - T_c}{T_{in} - T_{is}} \tag{4.8}$$

Em um processo de expansão isentrópica a temperatura na saída fria é calculada por:

$$T_{is} = T_{in} \left(\frac{p_c}{p_{in}}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$
(4.9)

C. Eficiência de Carnot para o Tubo de vórtice

A eficiência de Carnot é o parâmetro de eficácia máxima para todos os sistemas térmicos. Para o tubo de vórtice ela é dada por:

$$COP_{carnot} = \frac{T_c}{T_{in} - T_c} \tag{4.10}$$

4.2 Sistema Solar fotovoltaico

Nesse trabalho, foi dimensionado um sistema fotovoltaico para alimentar o motor de corrente alternada do compressor do sistema de abastecimento de ar comprimido. Esse conjunto é composto por painéis solares, controlador de carga, baterias e inversor.

Uma única célula fotovoltaica produz energia, que varia tipicamente entre 1 a 3mW com uma tensão menor que 1V. Para disponibilizar uma potência maior, essas células são integradas, formando assim um módulo ou painel fotovoltaico. Os painéis são modulares e podem variar de potências de miliwats a megawats, dependendo das quantidades e configurações dos arranjos das células e painéis (ou módulos) que se queira montar, seja para aumentar a tensão gerada, associando os mesmos em série ou para aumentar a corrente, associando-os em paralelo.

No Anexo B, estão apresentados os principais tipos de células fotovoltaicas e demais componentes desse sistema elétrico.

5 MATERIAIS E MÉTODOS

Os trabalhos realizados podem ser classificados em teóricos e experimentais. Na análise experimental, foram estudados os tubos de vórtice através de balanço de massa e energia, processos de transferência, equações de dimensionamento tanto para o tubo de vórtice quanto para o sistema de abastecimento de ar comprimido. Nos trabalhos experimentais, foram fabricados e testados novos componentes do tubo, e adaptado e operado um sistema de abastecimento de ar comprimido. Os procedimentos realizados e materiais usados estão apresentados nas seções deste capítulo.

5.1 Análise teórica

O sistema de abastecimento foi modelado a partir do balanço de massa no reservatório e dimensionado de forma que atendesse a vazão necessária ao tubo de vórtice, para funcionamento com baixa potência. Nessa seção, essas equações termodinâmicas são descritas.

A Figura 5-1 mostra a configuração experimental básica do sistema. O reservatório de ar, representado no item 3, está em destaque por ser o volume de controle em análise.

Figura 5-1: Configuração experimental do sistema



Fonte: Próprio autor

1.Compressor de ar. 2. Manômetro de pressão relativa interna do tanque. 3. Reservatório de ar. 4. Regulador de pressão e filtros. 5. Termopar de entrada no tubo. 6. Tubo de vórtice. 7. Termopar da saída fria. 8. Termopar da saída quente

O balanço de massa no reservatório em regime uniforme, no qual são consideradas as seguintes hipóteses: 1- um volume de controle fixo; 2- o estado termodinâmico pode variar com o tempo, porém em qualquer instante o estado é uniforme em todo o volume de controle; 3- o estado da massa que atravessa cada uma das áreas de fluxo na superfície de controle é constante com o tempo, embora as vazões possam variar, pode ser dado pela equação da conservação da massa:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \tag{5.1}$$

No qual $\frac{dm_{vc}}{dt}$ é a variação de massa interna ao volume de controle, \dot{m}_e e \dot{m}_s são as vazões mássicas de entrada e saída no reservatório, respectivamente.

Quando o reservatório atingir sua pressão máxima, o processo de esvaziamento pode ser dividido em duas etapas:

i. Etapa 1: Processo de esvaziamento desde a pressão máxima do tanque P_{max} até a pressão onde o compressor começa encher novamente o tanque P_{aj} (pressão ajustada no pressostato).

Nesse momento, não há vazão mássica de entrada, portanto, a Eq. 5.1 assume a forma:

$$\left| \left(\frac{dm_{vc}}{dt} \right)_{P_{max} - P_{aj}} \right| = \dot{m}_{s1} \tag{5.2}$$

No qual \dot{m}_{s1} é a vazão mássica de saída do reservatório e de entrada no tubo de vórtice na Etapa 1.

ii. Etapa 2: Processo de esvaziamento e enchimento até a pressão de trabalho (entrada) do tubo de vórtice (de P_{ai.} até P_{in}).

Nesse momento, o ar é aspirado pelo compressor e começa novamente a encher o tanque que é esvaziado conforme a pressão e vazão desejadas na entrada do tubo aumentem. Nesse caso, a Eq. 5.1 passa a ser:

$$\left(\frac{dm_{vc}}{dt}\right)_{P_{aj}-P_{in}} = \dot{m}_e - \dot{m}_{s2} \quad \longleftrightarrow \quad \dot{m}_{s2} = \dot{m}_e - \left(\frac{dm_{vc}}{dt}\right)_{P_{aj}-P_{in}} \tag{5.3}$$

Deseja-se que a vazão de entrada e a pressão no tubo de vórtice se mantenham operando de forma que o reservatório possa sempre suprir a vazão necessária, para isso deve-se ter:

$$\dot{m}_{s1} = \dot{m}_{s2}$$

Logo, reescrevendo as equações:

$$\left(\frac{dm_{vc}}{dt}\right)_{P_{max}-P_{aj}} = \dot{m}_e - \left(\frac{dm_{vc}}{dt}\right)_{P_{aj}-P_{in}}$$
(5.4)

Uma vazão mássica extra, dimensionada a partir das equações anteriores, fornecerá o ponto mínimo de operação do sistema e deverá ser adicionada à equação anterior:

$$\left(\frac{dm_{vc}}{dt}\right)_{P_{max}-P_{aj}} = \dot{m}_e - \left(\frac{dm_{vc}}{dt}\right)_{P_{aj}-P_{in}} + \dot{m}_x \text{, reescrevendo:}$$
$$\dot{m}_x = \left(\frac{dm_{vc}}{dt}\right)_{P_{max}-P_{aj}} - \dot{m}_e + \left(\frac{dm_{vc}}{dt}\right)_{P_{aj}-P_{in}} \tag{5.5}$$

A vazão mássica desejada ou ideal para o funcionamento do tubo será, então, a soma da vazão extra à vazão de entrada na etapa 1, de forma que esse valor será o ponto ideal do funcionamento do tubo de vórtice para cada pressão.

$$\dot{m}_{ideal} = \dot{m}_x + \dot{m}_1 \tag{5.6}$$

Deseja-se determinar a potência para o novo sistema de abastecimento e, a partir desse ponto, serem selecionados compressores que encham o reservatório em questão e assim possam operar o tubo de vórtice com vazão suficiente em determinada pressão sem esvaziar o tanque, mas operando com a vazão necessária ao seu funcionamento ideal.

O valor da potência estimada para o ar, tomando-se o reservatório como volume de controle e já incluindo as perdas relacionadas ao calor perdido por atrito, perda de carga nos componentes e tubulações etc, pode ser dada pelo produto:

$$\dot{W}_{ar} = p_{in} \times Q \tag{5.7}$$

No qual p_{in} é a pressão de entrada na câmara do tubo de vórtice em kPa e Q é a vazão volumétrica ideal, em $\frac{m^3}{s}$, estimada a partir da vazão mássica calculada a partir da Eq. (5.6). O valor da vazão volumétrica pode ser encontrado através da igualdade abaixo:

$$Q = \dot{m}_{ideal} / \rho \tag{5.8}$$

Na qual ρ é a massa especifica do ar a determinadas temperaturas e pôde ser determinada considerando o ar como gás ideal, aplicando a equação dos gases perfeitos:

$$\rho = p_{in}/RT \tag{5.9}$$

Onde R é a constante do ar e T é a temperatura na saída do compressor e entrada do tanque. O valor de T pode ser estimado considerando o compressor adiabático e isentrópico, sendo dada por:

$$T = T_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$
(5.10)

Na qual, k é a razão entre calores específicos à pressão e volume constante, T_0 e p_0 são a temperatura e a pressão do meio, respectivamente.

5.2 O método do ponto central aplicado

Com o intuito de caracterizar o novo sistema de abastecimento a partir da análise termodinâmica em regime transiente foi utilizada uma balança industrial de precisão. Com a utilização desse aparelho, foi possível computar os valores de massa de enchimento e esvaziamento do reservatório. Para o cálculo da vazão mássica, que é a derivada da massa de ar em relação ao tempo, foi utilizado o método do ponto central que é uma otimização do método de Euler para resolução de equações diferenciais ordinárias e se baseia na definição de derivada, que para o caso do cálculo da vazão mássica tem-se:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{m(t+\Delta t) - m(t)}{\Delta t}$$
(5.11)

Aqui Δt é finito e pode ser usado para descrever o algoritmo computacional:

$$m_{i+1} = m_i + f_i \Delta t \tag{5.12}$$

Na qual f_i representa a função derivada f'(x,y) calculada no ponto inicial do intervalo (x_i, y_i) . Pode-se notar que não há como determinar um valor m_n sem calcular todos os valores m_i anteriores. Em geral precisa-se calcular um número muito grande de iterações, assim o algoritmo deve ser muito eficiente, ou seja, envolver o mínimo de operações. Nisso o método de Euler parece ser bom, mas o erro é grande e vai acumulando à medida que a solução avança, deixando o método restrito a poucas aplicações. A maneira assimétrica de calcular a derivada no método de Euler, usando o valor de f(x, y) no início do intervalo, é problemática. No entanto, tomando o valor da derivada no centro do intervalo, ou a media entre os valores tomados em vários pontos do intervalo, tem-se uma melhora no método.

Uma forma de melhorar muito a acurácia do método de Euler é a utilização do método do ponto central, que usa valores de derivada no centro do intervalo. Neste caso, temse que a massa no reservatório em cada instante pode ser calculada por:

$$m_{i+2} = m_i + f_{i+1} 2\Delta t \tag{5.13}$$

Na qual f_{i+1} é a derivada de m(t) no ponto intermediário no intervalo de tempo t_{1+i} , ou seja, é a vazão mássica obtida pelo cálculo do ponto médio central. Reescrevendo essa equação de forma que se possa encontrar o valor dessa derivada chega-se a:

$$f_{i+1} = \frac{m_{i+2} - m_i}{2\Delta t}$$
(5.14)

A Figura 5-2 ilustra o método do ponto central utilizado para o cálculo da vazão mássica para cada intervalo de tempo selecionado.



Figura 5-2: Método do ponto central para o cálculo da vazão mássica

Fonte: Adaptado de P. Collet e J-P. Eckmann (1980)

O método do ponto central possibilita encontrar o valor da vazão em diversos intervalos de tempo para cada pressão de entrada do tubo de vórtice e, a partir desses valores, a potência pode ser estimada, para que assim possa ser dimensionado um novo sistema de compressão.

5.3 Estudos experimentais

Esta seção descreve o protótipo experimental do tubo de vórtice, o sistema de abastecimento de ar comprimido, a caracterização do sistema solar fotovoltaico para atender ao experimento e também o sistema de medição e coleta de dados.

Os principais componentes do experimento são os compressores e seus reservatórios, o sistema de alimentação e limpeza, o tubo de vórtice, além do sistema de aquisição de dados composto por registrador, interface serial, termopares e computador.

5.4 Sistema de compressão Inicial e Tubo de vórtice

Os primeiros testes realizados nesse trabalho foram feitos com o compressor alternativo de deslocamento positivo, acionado por energia elétrica da rede. Este compressor, chamado de compressor 1, é do fabricante Chiaperini modelo CJ 30 APV/250 – motor 7,5 HP trifásico, capaz de fornecer ar comprimido até uma pressão máxima de 12 bar, ajustada em seu pressostato. Este possui um reservatório de fábrica com capacidade de 250 litros. Esse compressor consegue suprir a vazão necessária ao funcionamento do tubo de vórtice e, ainda,

permite o armazenamento de ar comprimido no reservatório, fazendo com que o tubo funcione por determinado período de tempo, sem requerer ar do ambiente, mas apenas com o volume de ar presente no tanque após o enchimento. Os testes iniciais nessa máquina permitiram a melhor escolha de parâmetros geométricos dimensionados para o tubo de vórtice. A Figura 5-3 mostra o compressor 1, que possui dois estágios e dois cilindros dispostos em V e, ainda, seu motor trifásico de 5,5 kW.

Figura 5-3: Compressor 1 utilizado nos primeiros testes



Fonte: Próprio autor

Na Figura 5-4, são mostrados o reservatório, o manômetro que indica a pressão interna do tanque, e a válvula de esfera na saída que permite o controle do fluxo de ar. A tubulação plástica utilizada é da marca Mantova com diâmetro interno de 12 mm e pressão máxima de trabalho de 12 bars.





Fonte: Próprio Autor

Um metro, a jusante da mangueira, encontram-se três filtros de ar com regulador de pressão da marca Werk – Schott modelo 21 – F252. Esses elementos são importantes pois purificam o ar de partículas sólidas e gotas de umidade que possam dificultar o processo de separação térmica no tubo de vórtice. A válvula reguladora de pressão instalada em um desses filtros diminui o efeito das pulsações provenientes do compressor e procura manter a pressão constante, independentemente da variação de pressão da alimentação e do consumo. A Figura 5-5 é uma fotografia dos filtros de ar.



Figura 5-5: Filtros de ar comprimido com regulador de pressão

Fonte: Próprio Autor

Os tubos de vórtice construídos foram testados com três diferentes comprimentos de tubos de PVC (L/D=20, L/D=25 e L/D=30). Esses tubos são vendidos no comércio para condução de água quente Aquatherm[®] da Tigre, com diâmetro externo de 15,3 mm (bitola 15), e diâmetro interno de 11 mm.. Na Figura 5-6, podem-se ver além de um tubo de vórtice com os seus componentes (câmara de vórtice com seus componentes internos, tubo de saída quente e válvula de controle no fim da extremidade quente), um engate rápido e tubulação de alimentação do ar.





Fonte: Próprio Autor

A câmara de vórtice foi projetada de forma que pudesse acomodar o gerador de vórtice, com os bocais de entrada e o tubo de saída fria. A câmara e seus componentes foram fabricados por prototipagem rápida, em uma impressora 3D, modelo SD300 Pro. O material de impressão foi um polímero que utilizava o nome fantasia de Solid PV[®]. Esse material é um plástico rígido, baseado em PVC, fino, transparente, flexível e que se tornou bastante rígido e translúcido depois do processo de colagens sucessivas. A prototipagem foi realizada através da união gradativa por colagem com as camadas de polímero por intermédio de feixes de luz que polimerizam a resina, camada por camada e, com uma faca de corte, as medidas de uma matriz plástica são adequadas e dão a forma final do objeto.

A caixa da câmara de vórtice foi projetada em duas partes, mostrada na Figura 5-7 sem os componentes internos. A concepção visou facilitar a troca de geradores de vórtice e minimizar o vazamento de ar. Em um dos seus lados, há um furo de alimentação de ar pela tubulação plástica, com conexão de engate rápido.



Figura 5-7: Fotografia da caixa da câmara de vórtice

Fonte: Próprio Autor

O gerador de vórtice é um componente essencial que tem como função promover a entrada do ar de forma tangencial à parede do tubo, aumentando a vorticidade e proporcionando um maior efeito de separação das correntes fria e quente (Dincer *et al*, 2007). Ele possui secção transversal circular e apresenta os bocais ou bicos de entrada de ar que permitem a entrada do ar tangencial, favorecendo a criação dos vórtices. A Figura 5-8 mostra geradores impressos, com o tubo de saída fria. Esse tubo possui seção longitudinal em formato de tronco de cone (difusor) para aumentar a eficiência do dispositivo.



Figura 5-8: Fotografia dos geradores que promovem entrada de ar tangencial

Fonte: Próprio Autor

Inicialmente, foram construídos quatro geradores de vórtices com seis bocais de entrada e altura dos bocais variando de 1 a 4 mm. Todos os outros parâmetros geométricos foram constantes, dentro das faixas estabelecidas pelos diversos pesquisadores. Após constatar-se a altura do bocal e o comprimento do tubo que fornece o melhor desempenho para o dispositivo, foram realizados novos testes variando a relação entre o diâmetro da saída fria d_s com o diâmetro de frio d_c mantendo-se constante a angulação no difusor.

A Figura 5-9 mostra os parâmetros geométricos utilizados na concepção dos geradores. Nesta:

- dr diâmetro do ressalto na borda dos bocais dos geradores e servem para auxiliar a manutenção de vórtices circulares;
- 2. b distância secante ao arco que existe entre os bocais;
- 3. h altura dos bocais do gerador;
- 4. θ inclinação do tubo de saída fria;
- 5. Lc comprimento do tubo de saída fria;
- 6. dc diâmetro na entrada do tubo de saída fria; e
- 7. dg-diâmetro do gerador.



Figura 5-9: Vistas frontal e lateral com parâmetros geométricos utilizados na construção dos geradores

Fonte: Próprio Autor

A válvula de controle na extremidade quente (Figura 5-10) foi fabricada por usinagem tradicional, em nylon. Durante a execução dos testes, a válvula foi regulada de forma a manter o parâmetro fração de massa fria constante em torno de 50 a 60% que correspondem à porcentagem de fluxo que permite o melhor processo de separação térmica (Cockerril, 1998). A Figura 5-10 ilustra esse componente.





Fonte: Próprio Autor

Os parâmetros geométricos e físicos são apresentados na Tabela 5-1. Os projetos dos primeiros tubos fabricados seguiram as recomendações encontradas na literatura e apresentadas nas seções 3.1 a 3.7. Os parâmetros estudados foram: a razão L/D, a altura dos bocais, o diâmetro do orifício de saída de ar frio e a pressão de entrada. Essa pressão de entrada foi uma variável importante porque o trabalho tinha também como objetivo a operação do compressor em pressões mais baixas do que as convencionais para tubos de

vórtice, a fim de possibilitar o acionamento por módulos fotovoltaicos. Inicialmente variou-se a razão L/D com a altura do bocal do gerador de vórtice para pressões variando de 1 a 4 bar, mantendo os outros parâmetros constantes. Após a obtenção do melhor resultado com a altura dos bocais e comprimento do tubo de vórtice, optou-se por variar o diâmetro do orifício de frio, utilizando a mesma faixa de pressões. Os resultados obtidos foram utilizados na caracterização do novo sistema de abastecimento.

Parâmetro	Simbologia	Fase 1 de	Fase 2 de testes
		testes	
Fluido de trabalho	-	Ar	Ar
		comprimido	Comprimido
Material do tubo	-	PVC	PVC
Material da câmara e gerador	-	SolidVC®	SolidVC®
Material da válvula na saída quente	-	Nylon	nylon
Razão comprimento/diâmetro	L/D	20, 25, 30	25
Diâmetro do tubo de vórtice (mm)	D	11	11
Quantidade de bocais	Ν	6	6
Altura dos bocais (mm)	Н	1 - 4	4
base do bico (mm)	В	3	3
Diâmetro do orifício de frio (mm)	d _c	6,5	5 - 8
Ângulo do difusor	θ	3°	3°
Diâmetro do gerador (mm)	D_{g}	30	30
Comprimento do tubo da saída fria (mm)	L _c	30	30
Área do bocal de entrada (mm ²⁾	S _b =b*h	3, 6,9,12	12

Tabela 5-1: Parâmetros físicos/geométricos utilizados

Fonte: Próprio Autor

5.5 Medições experimentais e aquisição de Dados

Após a construção e montagem do tubo, foi realizada a implementação da bancada com registrador de dados. Esse registrador tem as seguintes características: marca *Contemp*, modelo A202 com 8 canais multifuncionais individualmente configuráveis, comunicação serial isolada galvanicamente (padrão elétrico RS-485), LOG de dados para até 2MB de registro, dezesseis alarmes configuráveis, duas saídas a relé SDST NA e uma entrada digital.

O registrador recebia os dados de termopares tipo K (níquel-cromo) com faixa de operação entre -270°C e 1.372°C.

Para a medição de temperaturas os termopares foram instalados no interior dos tubos de saída fria e quente através do fluxo de ar. A Figura 5-11 mostra uma fotografia do sistema de aquisição de dados composto por registrador e cabo de interface USB para conversores seriais modelo HXSP – 2108G, tipo USB para RS 485 (fêmea)/ RS 422 (macho) de 9 pinos.



Figura 5-11: Sistema de aquisição de dados composto por registrador e cabo serial

Fonte: Próprio autor

A medição da massa do sistema (massa de entrada, saída e armazenada no reservatório) foi realizada através do balanço de massa por meio de uma balança industrial de precisão da marca A&D, modelo GP-100K-EC. O compressor foi montado sobre uma base de borracha para minimizar a vibração no piso plano onde a balança foi montada.

A pressão foi medida por meio dos manômetros instalados nos reservatórios testados (pressão interna do tanque) e na entrada do tubo de vórtice.

5.6 Sistema de compressão e abastecimento

Os trabalhos foram iniciados utilizando um compressor com as seguintes características: potência nominal de 7,5 HP, pressão máxima de trabalho 12 bar, que enchia seu próprio tanque (250 L). O funcionamento do motor era de forma contínua. Esses trabalhos comprovaram o funcionamento adequado dos tubos de vórtice. Contudo, desejava-se que o

tubo fosse alimentado por compressores com motores de potência mais baixa, para ser acionado por módulos fotovoltaicos.

Para isso, foi testado outro compressor alternativo de deslocamento positivo, denominado Compressor 2. Esse segundo compressor tinha as seguintes características: marca Schulz, modelo 7.8/20, motor de potência 1,5 HP, monofásico, com reservatório de capacidade 20 litros e pressão de operação variando de 5,5 a 8,3 bar, ajustada no pressostato de fábrica. Esse compressor, de menor capacidade em relação ao primeiro, possuía um estágio e um cilindro. Nos testes com esse compressor, foi verificado que o mesmo não mantinha a vazão necessária ao funcionamento do tubo, apesar da regulagem da pressão através da válvula de controle na saída do reservatório. Essa regulagem buscava encontrar um ponto onde a vazão de ar que entrasse no compressor fosse igual à vazão de ar que saísse do reservatório. Não foi possível manter nesse ponto o mínimo de vazão necessária à operação devido à capacidade do reservatório ser 12,5 vezes menor que a do primeiro compressor.

Foram então necessárias modificações no sistema de compressão para obter-se a alimentação necessária ao tubo. Assim, optou-se por manter o motor desse compressor de baixa potência (1,5 HP) e substituir o reservatório de ar por outro de maior capacidade. O compressor foi substituído por outro com dois cilindros, para aumentar a vazão de entrada do sistema, diminuindo o tempo de enchimento do reservatório.

Esse novo sistema de compressão de ar comprimido (compressor 3) é o que foi concebido para fornecer vazões adequadas ao tubo de vórtice de forma continuada, ligado no automático, ou podendo armazenar ar comprimido no tanque até que atingisse a pressão mínima do diferencial ajustado no pressostato.

A Tabela 5-2 mostra um resumo dos sistemas de compressão utilizados, neste trabalho (nomeados de 1 a 3), com suas principais características e diferenças.

Compressor/ características	Classificação do motor	Potência do motor* (HP)	Nº de cilindros	P _{max} de operação (bar)	Volume- tanque (L)	Finalidade
Compressor 1	trifásico	7,5	2 em V	12	250	Otimizar o tubo de vórtice
Compressor 2	monofásico	1,5	1	8	20	Testar o tubo em motor de baixa potência
Compressor 3	monofásico	1,5	2 em V	8	170	Dimensionar compressores para serem acionados por energia solar

Tabela 5-2: Comparação entre os diversos sistemas de compressão e armazenamento

*Potência nominal do motor, potência de entrada.

Fonte: Próprio autor

O novo sistema de compressão foi caracterizado através de uma análise termodinâmica, após o seu reservatório ser posto sobre a balança de precisão. Esta possui um software, que tornou possível se fazer medições de massa de entrada e saída em cada intervalo de tempo, para cada pressão. A partir desses valores, foi feita uma aproximação para o cálculo da vazão de entrada no tubo de vórtice para as mais diversas pressões através do método do ponto central e procedeu-se com a determinação da potência para diversas pressões de entrada no tubo. Com esses valores de potência, foi possível selecionar compressores de potência relativamente baixa e que possam ser usados em sistemas fotovoltaicos autônomos.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados dos trabalhos realizados com o tubo de vórtice e seu acionamento. A seção 6.1 apresenta os resultados com as primeiras câmaras de vorticidade desenvolvidas para a operação com o tubo de vórtice já existente variando a altura dos bocais com a pressão. Na seção 6.2, são apresentados os resultados para o tubo de vórtice otimizado, onde se variou a pressão com os diâmetros de saída fria do tubo. A seção 6.2.3 apresenta os resultados de vazão mássica e potência estimada para o Novo Sistema de Compressão/Abastecimento.

A Figura 6-1 mostra o novo sistema de compressão utilizado e o novo reservatório de armazenamento de ar. O motor foi mantido com potência nominal de 1,5 HP e pressão máxima nominal de 8 bar. O compressor foi montado a uma distância de 0,75m do reservatório, através da tubulação, para que o mesmo pudesse ser analisado. O compressor e o tanque foram montados separadamente para permitir a medição da vazão mássica no tanque, tanto no enchimento como no esvaziamento. O tanque foi adequadamente montado sobre uma balança industrial de precisão. Esse compressor foi montado sobre uma base de borracha para minimizar a vibração da balança no piso plano.



Figura 6-1: Fotografia do novo sistema de compressão e abastecimento para um TV

Fonte: Próprio autor

6.1 Resultados experimentais com pressão de entrada no tubo variando com a altura dos bocais de entrada

Os gráficos das Figuras 6-2 a 6-13 mostram as variações de temperatura com a pressão, nas saídas fria e quente do tubo de vórtice para o gerador, variando a altura do bico de 1 a 4 mm e a razão L/D (20, 25 e 30). Os outros parâmetros geométricos foram mantidos constantes. Os símbolos Th e Tc representam as temperaturas quente e fria das correntes na saída do tubo. Esses testes foram realizados utilizando-se o compressor 1. Nesses testes, a válvula de controle de fluxo na saída quente permaneceu na faixa de 60 a 80% fechada, ou seja, a fração de massa fria variou de forma que se obtivesse o melhor desempenho.

6.1.1 Medições de temperatura para o gerador com bico de altura 1 mm

Para a relação L/D = 20 e gerador de 1 mm, a Figura 6-2 mostra que ocorre o fenômeno de resfriamento, isto é, o diferencial de temperatura, comprovando que foram atendidos os requisitos de projeto. Para a pressão de 1 bar o ΔT_{hc} foi de 20,8 °C, enquanto que para pressão de 4 bar, $T_f = -0.8$ °C. e $\Delta T_{hc} = 47.6$ °C.



Figura 6-2: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 1 mm (L/D=20)

A Figura 6-3 mostra que houve uma queda no diferencial de temperatura indicando que a mudança de comprimento do tubo afeta o processo de separação de energia

do mesmo. Além disso, houve um aumento considerável na temperatura da corrente de saída fria, $T_{f@3bar} = 10,4^{\circ}$ C.



Figura 6-3: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 1 mm (L/D=25)

A Figura 6-4 com razão L/D = 30 e gerador de 1 mm não mostra que houve uma substancial diferença de temperatura para baixas pressões em comparação com L/D=25.



Figura 6-4: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 1 mm (L/D=30)

Houve um aumento do vazamento na câmara devido à maior pressão que influenciou negativamente nos resultados para uma pressão de 4 bar. Desta forma esses resultados não foram mostrados pois foi impossível medir esses valores.

Fonte: Próprio autor

6.1.2 Medições de temperatura para o Gerador com bico de altura 2 mm

Os resultados mostrados nas Figuras 6-5 a 6-7 são para o gerador com altura de bico de 2 mm e mantidas as mesmas razões L/D. A Figura 6-5 mostra os resultados para a razão L/D = 20. As temperaturas da corrente fria variaram de 17,7 a 3,7 °C. Para a pressão de 4 bar o diferencial de temperaturas chegou a 42 °C.



Figura 6-5: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 2 mm (L/D=20)

A Figura 6-6 indica um melhor desempenho para o tubo de vórtice com o gerador de 2 mm e razão L/D = 25, no qual a temperatura na corrente fria chegou a 3,4 °C na saída, a 4 bar.



Figura 6-6: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 2 mm (L/D=25)

Com o aumento do comprimento do tubo obtiveram-se temperaturas negativas. A 4 bar o diferencial de temperatura obtido foi de 51,6 °C .



Figura 6-7: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 2 mm (L/D=30)

6.1.3 Medições de temperatura para o gerador com bico de altura 3 mm

Os resultados para o gerador com altura de bico de 3 mm e mesmas razões L/D são mostrados nas Figuras 6-8 a 6-10. Na Figura 6-8 a temperatura na corrente fria foi de - 0,4 °C e o diferencial chegou a 54,1 °C, indicando que com o aumento da altura do bico do gerador, o tubo melhora seu desempenho.



Figura 6-8: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 3 mm (L/D=20)

Para o mesmo gerador e razão L/D = 25, a Figura 6-9 mostra ainda temperaturas negativas e a 4 bar a temperatura da corrente de saída fria foi de -0,3 °C.



Figura 6-9: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 3 mm (L/D=25)

A Figura 6-10 também mostra um bom diferencial de temperatura a 4 bar com temperatura na saída fria de 2° C.



6.1.4 Medições para o gerador com bico de altura 4 mm

Testes foram realizados para um gerador com altura de bico de 4 mm, mantendo as mesmas relações de comprimento pelo diâmetro do tubo.

A Figura 6-11 mostra que com uma maior altura de bico a temperatura na saída fria atinge níveis negativos. Na pressão de 4 bar o diferencial de temperatura foi de 46,8° C e a temperatura da saída fria de $-1,8^{\circ}$ C.



Figura 6-11: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 4 mm (L/D=20)

A Figura 6-12, com L/D=25 também mostra temperaturas abaixo de 0° C. No entanto, o desempenho não foi melhorado utilizando um maior comprimento do tubo devido à variação de parâmetros (razão L/D e altura de bicos).



Figura 6-12: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 4 mm (L/D=25)

O melhor resultado para o tubo de vórtice está indicado na Figura 6-13. Para a razão L/D=30, a menor temperatura na saída fria foi obtida (- 4,1° C), validando a utilização do dispositivo para refrigeração.



Figura 6-2: Gráfico da temperatura versus pressão de entrada para Gerador 4 mm (L/D=30)

Os resultados obtidos com os testes no compressor 1 se mostraram razoáveis quanto ao diferencial de temperaturas com pressões relativamente baixas de 1 a 4 bar. Os melhores resultados ocorreram com o aumento da altura do bico de entrada (4mm foi melhor)

O melhor resultado ocorreu no gerador com altura de bico de 4mm e razão L/D =30, sendo que esta razão variou conforme a altura do bico do gerador. O fato é que melhores resultados foram obtidos com maiores alturas de bico dos geradores. O diferencial de temperatura quente e fria chegou a 57,1°C para a pressão de entrada de 4 bar, com uma temperatura de saída fria a -4,1°C. Para a mesma configuração obteve na saída fria resultados negativos a 3 bar, conforme a Figura 6-13. Com a relação L/D=25, foram obtidos mais altos diferenciais de temperatura. Assim esse tubo com o gerador de altura de bico de 4 mm foram escolhidos para serem utilizados nos testes subsequentes (Fases 2 e 3 de testes). Para facilitar o entendimento foi inserido um resumo dos resultados anteriores na Tabela 6-1, com os dados de entrada no gerador: Pressão, razão L/D e dados de saída: variação de temperatura na saída quente e fria.

L/D Altura de bico	20	25	30
1 mm	$\Delta T_{hc} = 47.6$ °C	$*\Delta T_{hc} = 21,7$ °C	$* \Delta T_{hc} = 38,9 ^{\circ}C$
2 mm	$\Delta T_{hc} = 42.0$ °C	$\Delta T_{hc} = 51.6$ °C	$\Delta T_{hc} = 42,3 ^{\circ}C$
3 mm	$\Delta T_{hc} = 54,1 ^{\circ}C$	$\Delta T_{hc} = 53.3 ^{\circ}C$	$\Delta T_{hc} = 54,0$ °C
4 mm	$\Delta T_{hc} = 46.8 ^{\circ}C$	$\Delta T_{hc} = 50.8 ^{\circ}C$	$\Delta T_{hc} = 57,1 ^{\circ}C$

Tabela 6-1: Resumo dos parâmetros de entrada e respectivos resultados na saída

Fonte: Próprio autor

*Pressão = 3 bar, os demais estão a 4bar

6.2 Diâmetros do orifício da saída de ar frio para o tubo de vórtice otimizado

Dando continuidade ao trabalho de aumento do desempenho do tubo de vórtice estudado, foram variados o diâmetro da saída fria e a pressão de entrada do tubo de vórtice. Os resultados para esses testes são mostrados nos gráficos das Figuras 6-14 e 6-15, onde D5 a D8 representam os diâmetros na saída fria e entrada do difusor que são a mesma variável.

Como nos testes anteriores, a válvula de controle de fluxo na extremidade quente foi mantida de forma que a fração fria estivesse na faixa de 0,6 a 0,8 para se ter um melhor diferencial de temperaturas, conforme indicado por alguns pesquisadores.

6.2.1 Valores de temperatura dos fluxos de ar frio e quente

O gráfico da Figura 6-14 mostra os valores de temperatura da extremidade fria do tubo de vórtice usado nos testes subsequentes, quando variaram-se os diâmetros de saída fria. Comparando o gráfico da Figura 6-14 com o gráfico que mostra os resultados para temperatura fria dos testes iniciais representado na Figura 6-2, percebe-se que há uma melhora na eficiência deste último quando se usa um gerador com diâmetro de saída fria de 5 mm para a mesma relação L/D, obtendo-se um valor de temperatura de aproximadamente -6 °C a 4 bar (naquele caso foi registrado um valor de -0,8 °C a 4 bar). A menor temperatura alcançada nos testes anteriores ocorreu quando foi utilizada relação L/D= 30 (-4,1 C°), menor efeito de refrigeração que nesse caso. Utilizando um arranjo desse gerador com esse maior comprimento de tubo, pode ser que se alcancem temperaturas ainda menores, comprovando que o gerador com 5 mm de diâmetro de saída fria é o que fornece o melhor efeito no resfriamento do ar comprimido.





Fonte: Próprio autor

Os resultados para os valores de temperatura quente também foram registrados, embora o foco desse trabalho seja o efeito de resfriamento que o tubo possa fornecer. A Figura 6-15 fornece esses valores de temperaturas mais altas. O gerador que alcançou a maior temperatura na pressão de 4 bar foi o que possui diâmetro de 8 mm da saida fria, que obteve temperatura máxima de 50 °C. Esse valor está na média dos arranjos de geradores e comprimentos de tubos utilizados nos primeiros testes.

Figura 6-45: Medidas de temperaturas da corrente quente do tubo de vórtice em função da variação da pressão com o diâmetro da saída fria



6.2.2 Determinação da fração de ar frio e do coeficiente de desempenho do tubo de vórtice

O valor da temperatura de entrada no tubo (T_{in}) foi coletado pelo termopar na tubulação onde o tubo é conectado por meio de um engate rápido. Esses valores são mostrados no gráfico da Figura 6-16.



Fonte: Próprio autor

A partir dos resultados das temperaturas obtidas nas correntes de entrada, ar frio e quente em função da pressão de entrada (p_{in}) foi possível calcular a fração de ar frio \mathcal{E} definida no capítulo 4, Eq. 4.2. A fração de ar frio foi determinada para os melhores arranjos de tubos de Ranque obtidos nos testes iniciais e também para o tubo aprimorado, todos com a maior altura de bocais testada (h= 4mm). Os resultados são mostrados na Tabela 6-2.

p _{in} (bar)	3						
	<i>d_c</i> = 6,5 mm L/D=25	$d_c = 6,5 \text{ mm}$ L/D=30	$d_c = 5 \text{ mm}$ L/D=25	$d_c = 6 \text{ mm}$ L/D=25	<i>d_c</i> = 7 mm L/D=25	$d_c = 8 \text{ mm}$ L/D=25	
1	0,822	0,574	0,592	0,665	0,377	0,344	
2	0,621	0,526	0,395	0,644	0,452	0,415	
3	0,649	0,570	0,447	0,462	0,521	0,537	
4	0,639	0,622	0,872	0,488	0,582	0,606	

Tabela 6-2: Fração de massa fria em função da pressão de entrada e do diâmetro de saída fria

Fonte: Próprio autor

Os resultados da Tabela 6-2 indicam que as temperaturas da corrente de ar frio são alcançadas quando a válvula de controle é ajustada para fornecer entre 34,4 e 87,2% de fração de massa fria. Os resultados concordam com os trabalhos apresentados por Nimbalkar e Muller (2009) e Cockerril (1998), discutidos na Seção 2.1.6. A válvula de controle no final da saída quente foi regulada de modo a se obter as menores temperaturas na saída fria.

Como mostrado na Tabela 6-2, nota-se que o parâmetro fração de ar frio dependeu de uma forma variável da pressão de entrada no tubo. À menor pressão, para se obter a menor temperatura na saída fria variou-se esse parâmetro numa faixa considerável e conforme a pressão aumenta a fração de ar frio deve estar por volta de 50% para manter a menor temperatura de frio. Para a pressão de 4 bar foi obtido o maior valor (87,2%) de fração de massa fria para o tubo com o arranjo dc= 5mm e razão L/D=25, sendo que esse mesmo arranjo obteve as menores temperaturas de corrente fria.

O valor do COP foi determinado nos testes iniciais e subsequentes, utilizando a Equação 4.10, no tubo de vórtice com melhores resultados e foi usado como efeito de comparação na eficiência do dispositivo que utiliza determinado parâmetro. Nesse trabalho,

analisou-se o gerador de vórtice com altura dos bicos do gerador (h = 4 mm) a pressões relativamente baixas.

A Figura 6-17 mostra o gráfico da variação do Coeficiente de desempenho no quesito refrigeração do tubo de vórtice em função de cada pressão de entrada no dispositivo. Esse resultado também é para o tubo com maior altura do bico de entrada para uma razão L/D=25 e 30 nos primeiros testes e todos os testes subsequentes onde se variou o diâmetro de entrada do difusor (diâmetro da saída fria). A Figura indica que o maior COP, ou seja, o maior efeito de refrigeração (aumento da capacidade frigorífica) ocorre quando se utiliza uma configuração com diâmetro de saída fria dc = 6,5mm e razão L/D = 25. Apesar desse resultado melhor nessa configuração do que para o tubo aprimorado (dc = 5mm, L/D = 25), deve-se levar em consideração o parâmetro fração de massa fria \mathcal{E} , que neste último caso é superior àquele encontrado nos testes iniciais (Tabela 6-2). Assim sendo, o protótipo é validado para alguns parâmetros e aprimorado quando se utiliza o arranjo com as seguintes características: h = 4mm, dc = 5mm e L/D = 25.

Figura 6-67: Coeficiente de performance (COP) e fração de massa fria E em função da pressão absoluta de entrada no tubo de vórtice para cada diâmetro de saída fria



Fonte: Próprio autor

6.2.3 Determinação do novo sistema de compressão e abastecimento

Através dos testes anteriores, foi obtido um arranjo com o tubo de vórtice aprimorado. Esse dispositivo será agora utilizado para caracterizar um novo sistema de compressão e abastecimento por meio dos dados de pressão de entrada e vazão.

Após a aplicação das equações do capítulo 5 e da metodologia aplicada a um novo sistema de compressão e abastecimento, foi possível estimar valores de vazão para cada pressão de entrada no tubo de Ranque e, assim, operar o tubo de modo que este dispositivo possa ser validado operando com pressões relativamente baixas, através de um motor monofásico de corrente alternada, acionado por módulos fotovoltaicos.

Através dos dados de massa para pressões variando de 1 a 4 bar que foram coletados na balança, foi possível obter, por meio do método do ponto central, os valores de vazão a cada pressão, e assim, foi possível obter os valores de potência para cada vazão de entrada. Os dados da Tabela 6-3 mostram os valores medidos e calculados a partir das equações do capítulo 5. Sabe-se que o compressor possui um diferencial de pressão de esvaziamento de 9 a 7 bar, configurado no pressostasto (etapa 1), quando, a partir daí, começa novamente a encher o tanque (etapa 2). Portanto, para o compressor manter a vazão necessária ao tubo deve-se considerar que o mesmo forneça no mínimo uma vazão de enchimento a 7 bar. Após analisar o processo de enchimento, é determinado que o valor de vazão mássica de entrada é de $8x10^{-4}$ kg/s.

Pressão (bar)	Vazão de esvaz. m ₁ /m ₂ (kg/s)	Temperatura na saída fria Tc (C)	Vazão de compensação m _x (kg/s)	Vazão mássica ideal m _x +m ₁ (kg/s)	Vazão volumétrica ideal (m³/s)	Potência estimada (kW)	Potência estimada (hp)
1	$\frac{1,88x10^{-3}}{0,56x10^{-3}}$	6 7,2	3,88x10 ⁻³	5,76x10 ⁻³	4,58x10 ⁻³	0,458	0,6141
2	5,23x10 ⁻³ 3,93x10 ⁻³	2 2,8	8,37x10 ⁻³	9,11x10 ⁻³	4,42x10 ⁻³	0,883	1,184
3	$7,07x10^{-3}$ 5,75x10^{-3}	-2 -1,2	1,2x10 ⁻²	1,1x10 ⁻²	3,97x10 ⁻³	1,192	1,598
4	8,5x10 ⁻³ 6,78x10 ⁻³	-5 -4,4	1,45x10 ⁻²	1,24x10 ⁻²	3,66x10 ⁻³	1,463	1,961

Tabela 6-3: Caracterização para um novo sistema de compressão e abastecimento

Fonte: Próprio autor

O motor do compressor ensaiado fornece uma potência nominal de 1,5 hp, na pressão máxima de 8 bar que, no caso, não é suficiente para alimentar o tubo de vórtice de forma contínua. Portanto, deve-se selecionar um compressor que forneça ar comprimido de forma contínua e sem esvaziar o tanque. Devido o esvaziamento rápido do tanque, não foi possível determinar a potência para maiores pressões, foi então necessária a determinação da potência em função da pressão de entrada no tubo através de uma extrapolação do gráfico da função do tipo $Pot = f(p_{in})$.

A partir dos dados da Tabela 6-3, foi determinada uma curva de previsão da potência em função da pressão de entrada (manométrica). A função que melhor se ajustou aos valores da Tabela 6-3 foi a seguinte:

Pot = 0,958
$$\ln(p) + 0,5782$$
 (6-1)
Com R² = 0.9913



Figura 6-18: Gráfico da potência estimada do sistema de compressão em função da pressão de entrada no tubo de vórtice

Fonte: Próprio autor

Substituindo o valor da pressão a 12 bar, tem-se uma potência de 2,958 hp estimada para o sistema de compressão. Será, então, selecionado um compressor de 3 hp para alimentar o tubo de forma contínua. Sabe-se que existem no mercado compressores de 3 hp para pressões máximas de operação de 9 e 12 bar; caso seja feita a escolha de um compressor a 12 bar, o sistema trabalhará de maneira contínua e sem armazenamento no tanque, como foi estimado pelos testes anteriores. No entanto, fazendo-se a escolha pelo compressor de 9 bar consegue-se obter esse armazenamento em diversas pressões de operação do tubo. A Figura 6-19 mostra as curvas de potência em função da pressão para três sistemas de compressão.



Fonte: Próprio autor

A curva vermelha representa o sistema de compressão construído e utilizado nos testes para previsão de outros sistemas de compressão cuja pressão máxima de operação é 8 bar a uma potência de 1,5 hp. A curva verde indica a relação potência x pressão do sistema de compressão dimensionado para se trabalhar o compressor de forma contínua, esse sistema pode ser encontrado no mercado e possui pressão máxima de 12 bar a uma potência máxima de 3 hp. Já a curva azul mostra um sistema de compressão, também encontrado no mercado, que é capaz de fornecer uma pressão máxima de 9 bar a 3 hp. Nota-se que esse sistema é capaz de fornecer uma potência extra a partir de uma pressão de 3 bar, permitindo que o tanque possa ser cheio.

Em resumo, após o dimensionamento ótimo do tubo, encontrou-se que para que sejam atingidas temperaturas baixas, deve-se incorporar ao reservatório caracterizado, um sistema de alimentação (compressor) com um motor de potência no mínimo de 3hp, proporcionando pleno funcionamento do tubo de vórtice durante a refrigeração pontual para determinada pressão e vazão. Em suma, houve uma *economia* de potência, quando comparado aos primeiros testes, quando se utilizava um compressor com motor de 7,5 hp de potência. Após essa caracterização, percebeu-se que um compressor de deslocamento positivo, com 3 hp, dois cilindros e reservatório de 170 litros, no mínimo, é a configuração básica para tal sistema, já que possibilita o uso racional de energia elétrica sem muitos custos, pois tal compressor pode ter todo o seu funcionamento acionado por fonte de energia renovável, neste caso, a energia solar fotovoltaica.

6.2.4 Dimensionamento e seleção do sistema solar fotovoltaico

Inversor

A partir da potência do novo sistema de compressão de 3 hp (2238 W) foi possível selecionar o inversor, calculando a capacidade em Ah/dia para um funcionamento do sistema em torno de 3h. Portanto, Tomando a eficiência do dispositivo na faixa de 90 a 95% e usando um valor de 93,6%, tem-se:

Demanda diária total: 6714 Wh

Para o inversor com voltagem 12 V e eficiência de 93,6% :

Demanda diária total:597,75 Ah/dia

<u>Bateria</u>

A bateria foi dimensionada para um dia de recarga e 0,8 de limite da profundidade de descarga. Portanto,

capacidade necessária: 747,196 Ah

capacidade necessária da bateria selecionada = 150 Ah

número de baterias em paralelo: 5

número de baterias em série: 1

número total de baterias: 5

capacidade total do banco de baterias: 750 Ah

profundidade média de descarga: 0,6376

Arranjo fotovoltaico

Nesse trabalho o mês de referência do projeto ou pior mês do ponto de vista da radiação solar é o mês de maio, foi encontrado um módulo de 245 W e o dimensionamento se dará em função desse item. Também foi considerado que a máxima irradiação incidente (1000 W/m^2) ocorre por 5 horas diárias para uma dada inclinação em relação à horizontal.
demanda diária total de energia: 7173,077 Wh

requisitos da produção diária pelo arranjo: 8438,914 Wh

máxima voltagem do módulo: 25,33 V

produção de energia por módulo e por dia: 1020,667 Wh

efeito da temperatura na produção de energia pelo módulo: 816,53 Wh

número de módulos necessários: 10,335 \approx 11

número de módulos por string: 1

número de strings em paralelo: 11

módulos a serem comprados $= n^{\circ}$ de módulos por string x n° de strings em paralelo

potência nominal do arranjo = potência nominal do módulo x nº de módulos a comprar

potência nominal do arranjo: 2695 W

Logo, serão utilizados 11 módulos fotovoltaicos dispostos em paralelo em uma fileira e onze strings.

Controlador de carga

O dispositivo regulador de carga foi selecionado baseado na potência e na disposição dos módulos. Nesse trabalho foram selecionados módulos de 245 W e foi requerido um controlador de 500W para baterias chumbo-ácidas seladas, portanto, para essa configuração será utilizada a relação de 1 controlador para 2 módulos.

Itens selecionados:

Painel Solar Fotovoltaico Policristalino de 245W Kyocera Solar

Controlador de carga solar de 40A (12V/24V) com tecnologia MPPT - Tracer

Bateria Estacionária Freedom DF2500 (150 Ah/165Ah)

Inversor: Sunny Boy SWR 2500

Compressor: APV 15/200 motor monofásico 3 hp chiaperinni

Tubo de vórtice: fabricação própria.

Os Anexos A e B mostram a configuração para esse arranjo desde os módulos até o protótipo de tubo de vórtice.

7 CONCLUSÃO

O tubo de vórtice foi capaz de fornecer temperaturas negativas a partir de um projeto inicial de seus parâmetros geométricos e físicos. Os sistemas de compressão utilizados foram otimizados para poder trabalhar através fonte de energia limpa que não comprometesse o ambiente. Através desses aspectos, garantiu-se que as necessidades associadas ao uso da refrigeração de certas localidades fossem supridas e os objetivos desse trabalho fossem cumpridos.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Aljuwayhel NF, Nellis GF, Klein SA. Parametric and Internal Study of the Vortex Tube Using a CFD Model.Int J Refrig28(3):442–450. 2005.

Ambrosio, R. C.; Ticianelli, E. A. Baterias de Hidreto Metálico. Uma Alternativa para as Baterias de Níquel-Cádmio. Química Nova, v. 24, p. 243-246, 2001.

Araújo, Maria Elieneide. Validação Experimental de um Resfriador de Água Operando em Ciclo de Adsorção com Aquecimento Solar Indireto.Dissertação de Mestrado. 2009.

Aydin O, Baki M. An Experimental Study on the Design Parameters of a Counter Flow Vortex Tube. Energy J 31(14):2763–2772. 2006.

CEETA. Manual de painéis fotovoltaicos. Disponível em: http://downloads/pdf/solar.pdf>. Acessado em 19/12/2013.

Ciamberlinia, C.; Francinia, F.; Longobardia, G.; Piattellib, M.; Sansonia, P.. Solar system for exploitation of the whole collected energy. Elsevier, Jun 2001.

Cockerrill T.T. Thermodynamics and Fluid Mechanics of a Ranque – Hilsch Vortex Tube.PhD Thesis, University of Cambridge. 1998.

Collet e Eckmann. Iterated Maps on the Interval as Dynamical Systems. Birkhauser, 1980. Dincer K, Baskaya S, Uysal BZ. Experimental Investigation of the Effects of Length to Diameter Ratio and Nozzle Number on the Performance of Counter Flow Ranque– Hilschvortextubes.Heat Mass Transfer.doi:10.1007/s00231-007-0241-z. 2007.

Dutta *et al.* Comparison of Different Turbulence Models in Predicting the Temperature Separation in a Ranque–Hilsch Vortex Tube. International Journal of Refrigeration, 33.P.783-792.2010.

Eiamsa-Ard S, Provomge, P. Review of Ranque-Hilsch Effects in Vortex Tube. Renew Sustain Energy Rev.2007.

Fatehmulla, Amanullah, Al Shammar, A.S., Design of energy efficient low power PV refrigeration system, Department of Physics and Astronomy, College of Science, King Saud University, Saudi Arabia. 2011.

Fulton CD.Ranque's tube. J ASRE RefrigEng 58:473-479. 1950.

Gao C. Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube.PhD Thesis, TechnischeUniversiteit Eindhoven.2005.

Hilsch R. The Use of Expansion of Gases in a Centrifugal Field as a Cooling Process. Rev SciInstrum 18(2):108–113.1947.

Ibrik, Imad H., Mahmoud, Marwan M.. Energy efficiency improvement procedures and audit results of electrical, thermal and solar applications in Palestine. Elsevier, Out 2004.

Lemos, J. C. Metal working and Process Applications. Nex Flow Air, 2012. Disponivel em: http://www.nexflowair.com/applications_metal_vortex_tube.php#.UKPhZ4eumuI>. Acesso em: 14 Novembro 2012.

Moreira J., Simões J. R. An air-standard cycle and a thermodynamic perspective on operational limits of Ranque–Hilsh or vortex tubes. international journal of refrigeration 33 (2010) 765–773.

Moura. Manual Técnico de Baterias MOURA CLEAN. Disponível em: </www.moura.com.br/ >. Acessado em: 21/12/2013.

Martynovskii, V.S., Alekseev V.P. Investigation of the Vortex Thermal Separation Effect for Gases and Vapors. SovPhystech Phys.1957.

Nimbalkar e Muller. An Experimental Investigation of the Optimum Geometry for the Cold End Orifice of a Vortex Tube, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, 2009, pp. 509-514. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.03.032 Saidi MH, Valipour MS Experimental Modeling of Vortex Tube Refrigerator.ApplThermEng 23:1971–1980. 2003.

Saidi MH, Yazdi MR. Exergy Model of a Vortex Tube System with Experimental Results. Energy 24:625–632. 1999.

SINOTECHSOLAR. Fontes de energia fotovoltaica. Disponível em: <http://www.sinotechsolar.com>. Acessado em 20/12/2013.

SUNLAB. Manual de painéis. Disponível em: http://www.sunlab.com.br. Acessado em 19/11/2013.

Vieira, Germano Macedo. Dimensionamento e Impressão Tri-dimensional de Câmaras de Vorticidade para Tubos de Ranque-Hilsch2011. Projeto Final de Curso.

Whang Zhiyuan, Tong Mingwei, YuagRubing. Experimental Study on Channel Characteristic and Refrigerating Effect in Vortex Tubes. Journal of Chongqing University. 32(8)971-975.2009.

Yilmaz *et al.* A Review on Design Criteria for Vortex Tubes.Heat Mass Transfer, 45, pp. 613–632.2009.

ANEXO A



Possível arranjo para o sistema de refrigeração alternativo acoplado a um sistema de energia solar fotovoltaica.

Legenda:

----: Barramento 12V

-----: Corrente de Ar Comprimido

Em ordem (esquerda para direita): Painéis fotovoltaicos Kyocera Solar, Controladores de Carga MTTP Tracer, Baterias Estacionárias Freedom, Inversor Sunny Boy, Compressor Chiaperinni 3hp, Tubo de Vórtice.

ANEXO B

SISTEMA SOLAR FOTOVOLTAICO

Os painéis fotovoltaicos surgiram como uma opção para o aproveitamento da energia do sol, transformando-a diretamente em energia elétrica. A conversão direta de energia solar em eletricidade é feita em materiais semicondutores que possuem os pares de cargas elétricas negativas e positivas, também chamados de elétrons e lacunas. Esses formam as bandas de energia, que recebendo a energia dos fótons advinda da radiação solar, conseguem romper o potencial da junção do semicondutor, e assim começam a conduzir a corrente elétrica que alimenta um circuito. (Figura B-1).

Figura B-1: Conversão direta da energia solar em eletricidade



Fonte: Adaptada de manual de painéis solares (SUNLAB, 2013)

a) Painéis fotovoltaicos monocristalinos ou Silício (Si) monocristalino: foram os primeiros a ser construídos e são os mais eficientes na absorção da luz solar e sua transformação em energia elétrica, alcançando um rendimento de aproximadamente 16% em condições normais de operação, chegando até a 23% nas condições de laboratório. Eles estão entre os melhores nas condições de baixa radiação solar, porém entre os mais caros na sua produção devido à necessidade de materiais de pureza elevada. Esse tipo de painel está mostrado na Figura B-2. (CEEETA, 2010)





Fonte: SINOTECHSOLAR

b) Painéis fotovoltaicos policristalino ou silício (Si) policristalino: têm um menor custo de fabricação, comparados com os monocristalinos, pois são formados por cristais de menor pureza devido à imperfeição dos cristais. Eles têm também uma menor eficiência na transformação da luz solar em energia elétrica, chegando a um rendimento de aproximadamente 13% em condições normais, podendo alcançar até a faixa de 18% em condições especiais de laboratório. Um painel policristalino é mostrado na Figura B-3. (CEEETA, 2010)



Figura B-3: Painel policristalino de silício

Fonte: SINOTECHSOLAR

c) Painéis fotovoltaicos de silício amorfo: são películas muito finas moldadas em chapas de aço, podendo ser adaptados a telhas e outros materiais de construção. São os que apresentam o menor custo de fabricação, mas, em contrapartida, têm também o menor rendimento na transformação da luz solar em energia elétrica, chegando apenas a 10% em condições normais de operação e um máximo de 13% em funcionamento em laboratórios. Esse tipo de painel é mostrado na Figura B-4. (CEEETA, 2010)





Fonte: SINOTECHSOLAR

Baterias

Baterias são conhecidas por serem uma conveniente e eficiente forma de armazenamento de energia. Quando uma bateria está conectada a um circuito elétrico, há fluxo de corrente devido a uma transformação eletroquímica no seu interior, ou seja, há produção de corrente contínua através da conversão de energia química em energia elétrica. A mais simples unidade de operação de uma bateria é chamada de "célula eletroquímica" ou, simplesmente, "célula". Uma bateria pode ser composta de apenas uma célula ou do arranjo

elétrico de diversas células. Baterias podem ser classificadas em recarregáveis e não recarregáveis dependendo do tipo de célula de que são compostas. Existem dois tipos básicos de células: primárias e secundárias.

As células primárias compõem as baterias que podem ser utilizadas apenas uma vez (não recarregáveis). Quando as células primárias descarregam-se completamente sua vida útil termina e elas são inutilizadas. As baterias não recarregáveis ou primárias são geralmente utilizadas como fontes de energia de baixa potência, em aplicações tais como relógios de pulso, aparelhos de memória digital, calculadoras e muitos outros aparelhos portáteis. É possível encontrar baterias compostas por células primárias que admitem recargas leves, aumentando sua vida útil.

As células secundárias compõem as baterias recarregáveis, ou seja, aquelas que podem ser carregadas com o auxílio de uma fonte de tensão ou corrente e reutilizadas várias vezes. São comumente chamadas de "acumuladores" ou "baterias de armazenamento" e são úteis na maioria das aplicações por longos períodos, como por exemplo, em Sistemas Fotovoltaicos (CRESESB, 1999).

Entre as baterias secundárias, destacam-se a prata-zinco (AgZn), a lítio-ion, a níquel-cádmio(NiCd), a níquel-metal hidreto (NiMH) e a chumbo-ácido (Pb-Ácido). Dentre as baterias de chumbo-ácido, existem três tipos: as automotivas, as tracionárias e as estacionárias.

1. As baterias automotivas são usadas principalmente em sistemas de ignição para os motores de combustão interna dos automóveis, além de alimentar os sistemas auxiliares do mesmo. Por isso, devem suportar altos picos de corrente, embora sofram de 1 a 5% de descarga (descargas leves ou rasas). Descargas de 80% podem danificar as baterias em alguns ciclos de operação. Já as principais características construtivas dessas baterias são que suas placas têm espessura média de 1 mm, e, em seu projeto, as considerações sobre sulfatação são pequenas, visto que estão sempre em movimento.

2. As baterias tracionárias são usadas em sistemas com tração elétrica como em carros de golfe, empilhadeiras e veículos industriais. Aceitam descargas de 80%, podendo ser recarregada diversas vezes. Possuem placas grossas, se comparadas com as automotivas, e são geralmente fabricadas por encomenda.

3. As baterias estacionárias possuem placas mais grossas do que as baterias automotivas e mais finas do que uma bateria tracionária. Pelo fato de serem mais baratas e atender às necessidades da aplicação fotovoltaica, como suportar descargas profundas e grande vida útil, serão descritas as baterias chumbo-ácido estacionárias com suas principais

formas de construção de acordo com o eletrólito utilizado: fluido (água ou ácido), gel e AGM (*absorbed glass mat* – semelhante a uma fibra de vidro). Como essa bateria é projetada para trabalhar em local fixo e sem movimentação do eletrólito, na sua construção, leva-se em conta a minimização da sulfatação, que pode ser considerado como defeito quando por ocasião da carga da bateria o sulfato de chumbo não se transforma em matéria ativa, ou seja, o elemento não se carrega (Ambrosio e Ticianelli, 2001).

a) As baterias chumbo-ácido com eletrólito em gel contêm um ácido que foi transformado em uma pasta gelatinosa com a adição de sílica gel ao mesmo. Tem como vantagem a impossibilidade de derramar o ácido em forma de gel, dando maior segurança ao usuário, e não evapora quando utilizada em altas temperaturas. Tem como desvantagem a carga e descarga em uma taxa menor de corrente, prevenindo a formação de excesso de gás. Descargas com correntes elevadas podem danificar definitivamente esta bateria (Moura, 2010).

b) As baterias chumbo-ácido com eletrólito absorvido em manta de microfibra (AGM - *absorbed glass mat*) são reguladas por válvula (VRLA), possibilitando um processo de recombinação de gases com eficiência superior a 99%. Possuem os eletrodos imersos em um material semelhante à fibra de vidro, que dispensa a adição de água ou eletrólito, com baixíssimo custo de manutenção. Este tipo de bateria possui características semelhantes à de gel, possuindo também baixas taxas de carga e descarga (CRESESB, 1999).

c) As baterias chumbo-ácido com eletrólito em fluido (água ou ácido) possuem pequenas válvulas que podem ser removidas. Para as baterias seladas, ou livres de manutenção, as válvulas não podem ser removidas e servem unicamente para regular a pressão interna, quando da formação de gases durante o período de carga. Quando recarregadas, muitas vezes estas baterias podem perder liquido suficiente para serem inutilizadas. Estas baterias reguladas a válvula (VRLA) possuem problemas quando utilizadas em altas temperaturas, que podem ser minimizados com a utilização de válvulas com membranas de permeabilidade seletiva, que converte o hidrogênio e o oxigênio em água, reduzindo a perda de água em até 95% (CRESESB,1999).

Embora, dentre os modelos disponíveis no mercado, as baterias chumbo-ácido sejam as mais utilizadas atualmente em Sistemas Fotovoltaicos, as níquel-cádmio são as que apresentam características mais próximas das ideais. As baterias níquel-cádmio não apresentam, por exemplo, problemas de ciclos profundos ou de sulfatação e, portanto, podem ser descarregadas. Entretanto, o elevado custo tem limitado o seu uso em pequenos sistemas.

Baterias automotivas são projetadas para curtos períodos de rápida descarga, sem danificá-las. Este é o motivo pelo qual elas não são apropriadas para sistemas fotovoltaicos. No entanto, elas são usadas já que apresentam como atrativo o seu baixo custo. Em qualquer situação, é indispensável conhecer as características elétricas da bateria selecionada e escolher um controlador de carga adequado.

Controladores de carga

Controladores de carga são incluídos na maioria dos sistemas fotovoltaicos, com os objetivos de facilitar a máxima transferência de energia do arranjo fotovoltaico para a bateria ou banco de baterias e protegê-las contra cargas e descargas excessivas, aumentando, consequentemente, a sua vida útil. Controladores de carga são componentes críticos em sistemas isolados, pois, caso venham a falhar, a bateria ou a carga poderão sofrer danos irreversíveis. Por isso, cada regulador de carga deve ser dimensionado para cada tipo específico de bateria. Os controladores devem desconectar o arranjo fotovoltaico quando a bateria atinge carga plena e interromper o fornecimento de energia quando o estado de carga da bateria atinge um nível mínimo de segurança.

No momento de se especificar um controlador de carga, é importante saber o tipo de bateria a ser utilizada e o regime de operação do sistema. Determina-se tensão e corrente de operação do sistema. Para valores elevados de corrente de operação, o custo do controlador aumenta significativamente. É importante selecionar um controlador com as mínimas características necessárias. Características desnecessárias adicionam complexidade ao sistema, aumentam o custo e diminuem a confiabilidade.

Inversores

O inversor é o componente responsável pela conversão de corrente contínua (CC) em corrente altenada (CA). Os inversores usam um mecanismo de chaveamento para alternar o fluxo de corrente entre as direções positiva e negativa. Transistores de potência, retificadores controlados de silício (SCRs) e, mais recentemente, os IGBTs - Insulated Gats Bipolar Transistors são usados como chaves semicondutoras. A escolha de um inversor interfere no desempenho, confiabilidade e custo de um Sistema Fotovoltaico. Quando estão no circuito, adicionam complexidade ao mesmo, mas possuem os atrativos de facilitar a instalação elétrica e permitir o uso de acessórios convencionais (TVs, vídeos, geladeiras etc). Inversores comumente operam com tensões de entrada de 12, 24, 48 ou 120 Volts (CC) que geralmente são convertidos em 120 ou 240 Volts (CA), na frequência de 60 ou 50 Hertz. Para especificar um inversor, é necessário considerar tanto a tensão de entrada CC quanto a tensão de saída CA. Além disso, todas as exigências que a carga fará ao inversor devem ser observadas, não somente em relação à potência, mas também variação de tensão, frequência e forma de onda.

Os inversores são dimensionados levando-se em consideração dois fatores. O primeiro é a potência elétrica que deve alimentar, em operação normal, por determinado período de tempo. O segundo é a potência de pico necessária para a partida de motores e outras cargas, que requerem de duas a sete vezes a potência nominal para entrarem em funcionamento.